



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI PENGARUH PENGANTIAN BAHAN
BAKAR DARI *High Speed Diesel* (HSD) KE
BAHAN BAKAR GAS TERHADAP PERFORMA
PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP
(Studi Kasus PLTU Unit 2 100 MW PT.PJB UP
Gresik)**

**LANA IKA INDRIANI
NRP 2111340000082**

**DosenPembimbing
Dr.Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 141585

**PERFORMANCE EVALUATION OF HSD AND
GAS AS THE FUEL OF STEAM POWER PLANT
(Case Study of PLTU Unit 2)**

**LANA IKA INDRIANI
NRP 2111340000082**

**Supervisor
Dr.Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc**

**Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2018**

**STUDI PENGARUH PENGGANTIAN BAHAN BAKAR
DARI *High Speed Diesel* (HSD) KE BAHAN BAKAR GAS
TERHADAP PERFORMA PEMBANGKIT LISTRIK
TENAGA UAP
(Studi Kasus PLTU Unit 2 100 MW PT.PJB UP GRESIK)**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

LANA IKA INDRIANI
NRP. 02111340000082

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

- 
1. Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc. (Pembimbing)
NIP. 196604021989031002
 2. Ary Bachtiar Khrisna B., ST, MT, Ph.D (Penguji I)
NIP. 197105241997021001
 3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Penguji II)
NIP. 197301161997021001
 4. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng (Penguji III)
NIP. 195310191979031002

SURABAYA

JANUARI, 2018

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

**STUDI PENGARUH PENGANTIAN BAHAN
BAKAR DARI *High Speed Diesel* (HSD) KE BAHAN
BAKAR GAS TERHADAP PERFORMA
PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP
(Studi Kasus PLTU Unit 2 100 MW PT.PJB UP Gresik)**

Nama Mahasiswa : Lana Ika Indriani
NRP : 2113100082
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc

Abstrak

Jumlah kebutuhan listrik setiap tahun meningkat seiring dengan meningkatnya jumlah penduduk dan pertumbuhan ekonomi setiap tahunnya. Seiring dengan meningkatnya harga batubara dan minyak dunia yang semakin hari meningkat mengakibatkan pembengkakan biaya operasional dari PLTU tersebut. Dengan harga minyak yang semakin naik, maka dilakukan penggantian bahan bakar pada PLTU Unit 2 dengan menggunakan Bahan Bakar Gas (BBG). Berdasarkan indikasi dari orang pembangkit di lapangan bahwa kebutuhan udara dengan Bahan Bakar Gas lebih besar daripada High Speed Diesel. Hal ini memungkinkan adanya rating pada pembangkit tersebut. Oleh karena itu, pada penelitian ini bertujuan ingin membuktikan bahwa klaim orang pembangkit yang menyatakan bahwa kebutuhan udara Bahan Bakar Gas lebih besar daripada High Speed Diesel. Sehingga dapat dilakukan analisa mengenai kebutuhan udara pada masing-masing bahan bakar.

Pada studi ini dilakukan penggantian bahan bakar dari High Speed Diesel (HSD) ke Bahan Bakar Gas dan beban yang berbeda. Data perhitungan dalam penelitian ini didapat dari heat balance dan studi literatur dari beberapa tugas akhir terdahulu.

Hasil studi menyimpulkan, pada pembebanan 50%, 75%, dan 100% telah terjadi penurunan rata-rata konsumsi bahan bakar, laju alir massa udara, heat rate sebesar 6,06%; 2,13%;

0,88% dan peningkatan efisiensi pembangkit rata-rata sebesar 1,04%.

Kata Kunci : kebutuhan udara, performance pembangkit, variasi bahan bakar

**PERFORMANCE EVALUATION OF HSD AND GAS
AS THE FUEL OF STEAM POWER PLANT
(Case Study of PLTU Unit 2 100 MW PT.PJB UP
Gresik)**

Student Name : Lana Ika Indriani
NRP : 2113100082
Major : Mechanical Engineering
Advisor : Dr .Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc

Abstract

Increasing global price of petroleum, in addition to the growing demand of electrical energy, affects significantly on the operational cost of power plants. As an alternative, companies are starting to convert to cheaper and more efficient energy resources such as gas. In steam power plants, for example, gas can be used as a fuel to replace High Speed Diesel (HSD), a petroleum derivative, because it burns more air during combustion. As such, the steam power plants may be uprated or derated.

In order to carefully evaluate the impact of different fuels on steam power plants performance, the author deploys heat balance to examine the data from PLTU Unit 2 100 MW PT. PJB UP Gresik. Calculations are made for each fuel based on varying loads 50%, 75%, 100% to obtain mass flow rates of fuel and air, and heat rate values.

The results of the study conclude that 50%, 75%, and 100% loads have decreasing average fuel consumption, air mass flow rate, heat rate 6.06%; 2.13%; 0.88% and an increase in average power efficiency by 1.04%.

Keyword: air supply, different fuels, power plant performance

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Bismillahirrahmanirrahim.

Assalamu 'alaikum Wr.Wb.

Puji dan syukur penulis ucapkan kepada Allah SWT, karena atas limpahan rahmat dan hiayah-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Studi Pengaruh Penggantian Bahan Bakar dari *High Speed Diesel* (HSD) ke Bahan Bakar Gas terhadap Performa Pembangkit Lisrik Tenaga Uap (Studi Kasus PLTU Unit 2 100 MW PT.PJB UP Gresik).

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini penulis banyak mendapat saran, dorongan, bimbingan serta keterangan-keterangan dari berbagai pihak yang merupakan pengalaman yang tidak dapat diukur secara materi, namun dapat membukakan mata penulis bahwa sesungguhnya pengalaman dan pengetahuan tersebut adalah guru yang terbaik bagi penulis. Oleh karena itu dengan segala hormat dan kerendahan hati perkenankanlah penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Ayah dan ibu tercinta, Narso dan Saswati yang selalu mendukung, memberikan kasih sayang, dan tak henti-hentinya mendoakan penulis hingga terselesaikannya tugas akhir ini. Terimakasih ayah dan ibu atas segalanya.
2. Adik tercinta M. Bintang Rolanjanu dan Desti Zahroh Fauziyah yang menjadi semangat penulis dalam menjalani studi. Terima kasih untuk segala hal yang telah diberikan kepada penulis terutama dalam hal moril dan spirituil.
3. Bapak Dr. Ir. Atok Setiawan.,M.Eng.Sc selaku dosen pembimbing yang telah meluangkan waktu, tenaga, pikiran, dan ilmu yang tak ternilai harganya. Dan segala motivasi untuk menyelesaikan tugas akhir ini. Saya akan berusaha selalu menjadi orang yang baik dan berguna untuk orang lain.
4. Bapak Ary Bachtiar Khrisna P.,ST.,MT.,Ph.D ; Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST.,MT ; Bapak Prof. Dr. Ir.

Djutmiko Ichsani, M.Eng selaku dosen penguji. Terimakasih atas kesabaran, kebaikan dan sarannya selama ini untuk kesempurnaan tugas akhir ini.

5. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis berkuliah, baik akademis maupun non akademis.
6. Seluruh keluarga M-56 yang telah menemani penulis dari mahasiswa baru hingga penulis dapat menyelesaikan perkuliahan. Untukmu angkatanku sahabat seajitaku.
7. Siti Qomariyah, Lisna Rohmawati, Jalu Setiya, Ari Nugroho, Anisa Fauziah, dan Fadli Kurniawan yang selalu menyemangati dan mendoakan penulis.
8. Ramadhani Ayu, Ayzam S, Amalia Dwi Utami, Syafiatul Ummah, Fenny Febrina S, Mifta Riandini yang senantiasa memotivasi, menemani, dan meninggalkan banyak cerita bagi penulis selama diperkuliahan.
9. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebut satu persatu. Terima kasih banyak

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh karena itu, saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan masyarakat luas. Amin.

Wassalamu'alaikum Wr.Wb.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL

TITLE PAGE

HALAMAN PENGESAHAN

ABSTRAK i

ABSTRACT iii

KATA PENGANTAR v

DAFTAR ISI vii

DAFTAR GAMBAR ix

DAFTAR TABEL xi

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang 1

1.2 Rumusan Masalah 2

1.3 Batasan Masalah 3

1.4 Tujuan Penelitian 3

1.5 Manfaat Penelitian 4

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian umum PLTU 5

2.2 Komponen-komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap .. 6

2.2.1 *Boiler* 6

2.2.2 *Steam Turbine* 8

2.2.3 Kondensor 8

2.2.4 Pompa 9

2.2.5 *Feed Water Heater* 9

2.2.6 *Deaerator* 10

2.3 Analisa Termodinamika 11

2.3.1 Siklus *Rankine* 11

2.3.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor 12

2.3.3 Analisa *Open Feed Water Heater* 14

2.3.4 Analisa *Closed Feed Water Heater* 14

2.3.5 Perhitungan Fraksi Massa 15

2.3.6 Perhitungan Efisiensi Siklus 17

2.3.7 Perhitungan Laju Kalor (*Heat Rate*) 17

2.3.8 Metode Perhitungan ASME 17

2.4 Kebutuhan udara proses pembakaran 21

2.5 Penelitian Terdahulu.....	22
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Tahapan Penelitian	29
3.1.1 Identifikasi Masalah	29
3.1.2 Pengambilan Data.....	29
3.1.3 Perhitungan	30
3.1.4 Analisis Data	30
3.1.5 Tahap Pengambilan Kesimpulan	30
3.2 Analisa Perhitungan Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap.....	31
3.2.1 <i>Flowchart</i> Perhitungan	32
BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN	
4.1 Data Analisis Kandungan Bahan Bakar Gas.....	35
4.2 Data Analisis Bahan Bakar <i>High Speed Diesel</i> (HSD) ...	37
4.3 Analisis Termodinamika.....	37
4.3.1 Perhitungan LHV dan AF bahan bakar	39
4.3.2 Analisa penambahan Excess Air pada bahan bakar ...	44
4.3.3 Menentukan Q Boiler.....	47
4.3.4 Menentukan <i>Power Steam Turbine</i>	47
4.3.5 Menentukan mbahan bakar	49
4.3.6 Menentukan udara	49
4.3.7 Menentukan <i>heat rate</i>	50
4.3.8 Menentukan efisiensi pembangkit	50
4.3.9 Menentukan efisiensi boiler <i>Indirect Method</i>	27
4.4 Analisis Grafik	57
4.4.1 Grafik Perbandingan mbahan bakar	57
4.4.2 Grafik Perbandingan mudara	59
4.4.3 Grafik Perbandingan <i>Heat Rate</i>	61
4.4.4 Grafik Perbandingan efisiensi pembangkit	63
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan	67
5.2 Saran.....	67
DAFTAR PUSTAKA	69
LAMPIRAN.....	70
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap	5
Gambar 2.2	<i>Boiler</i>	6
Gambar 2.3	Skema T-s Diagram <i>Siklus Rankine</i>	11
Gambar 2.4	<i>Open Feedwater Heater</i>	14
Gambar 2.5	<i>Closed Feedwater Heater</i>	14
Gambar 2.6	<i>Siklus Regeneratif</i>	16
Gambar 2.7	Skema Efisiensi <i>Indirect Method Boiler</i>	17
Gambar 2.8	Grafik perbandingan Massa Udara pada setiap Variasi.....	24
Gambar 2.9	Grafik perbandingan efisiensi boiler pada setiap Variasi.....	25
Gambar 2.10	Grafik kelebihan udara terhadap biaya eksternal untuk 150 MW boiler Thai Lignite	26
Gambar 4.1	<i>Heat balance</i> PLTU Unit 2 PT.PJB Gresik	38
Gambar 4.2	T-s Diagram PLTU Unit 2 PT. PJB Gresik.....	39
Gambar 4.3	Grafik Perbandingan rmbahan bakar pada setiap variasi	58
Gambar 4.4	Grafik Perbandingan mudara pada setiap variasi	60
Gambar 4.5	Grafik Perbandingan <i>heat rate</i> pada setiap variasi	62
Gambar 4.6	Grafik Perbandingan efisiensi pembangkit pada setiap variasi	64

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel	1.1	Konsumsi Tenaga Listrik Per Kapita Data Per Pelanggan	1
Tabel	1.2	<i>Air Fuel Ratio</i> bahan bakar.....	2
Tabel	2.1	<i>Characteristics of Natural Gas, Oil and Coal</i>	22
Tabel	4.1	<i>Gas analysis report</i> PT.PERTAMINA GAS AREA JAWA BAGIAN TIMUR (PERTAGAS AREA JBT)	35
Tabel	4.2	<i>Gas analysis report</i> SKK MIGAS – PT PERTAMINA HULU ENERGI WMO	36
Tabel	4.3	<i>Gas analysis report</i> HESS (INDONESIA– PANGKAH) LTD	36
Tabel	4.4	<i>Fuel Specific Heat and Enthalpy</i>	37
Tabel	4.5	Hasil Perhitungan <i>Low Heating Value</i> Pertamina WMO	40
Tabel	4.6	Hasil Perhitungan <i>Low Heating Value</i> Hess	40
Tabel	4.7	Hasil Perhitungan <i>Low Heating Value</i> Pertagas Area JBT	41
Tabel	4.8	Hasil Perhitungan <i>Low Heating Value</i> Gabungan.....	41
Tabel	4.9	<i>Fuel Analysis</i> bahan bakar	51
Tabel	4.10	Data efisiensi <i>direct method</i> Oil	55
Tabel	4.11	Data efisiensi <i>direct method</i> Gas	56
Tabel	4.12	Data hasil perhitungan setiap variasi bahan bakar	57

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Jumlah kebutuhan listrik setiap tahun meningkat seiring dengan meningkatnya jumlah penduduk dan pertumbuhan ekonomi setiap tahunnya. Berdasarkan data statistik Ketenagalistrikan oleh Direktorat Jenderal Ketenagalistrikan Kementerian ESDM konsumsi tenaga listrik mencapai peningkatan sebesar 16000 MWh.

Tabel 1.1 Konsumsi Tenaga Listrik Per Kapita Dan Per Pelanggan

TAHUN Year	JUMLAH PENDUDUK Number of Population	KONSUMSI TENAGA LISTRIK Energy Consumption MWh	KONSUMSI TENAGA LISTRIK PER KAPITA Energy Consumption Per Capita MWh
2011	241.990.700	178.279,00	0,74
2012	245.425.200	194.289,00	0,79
2013	248.818.100	208.935,00	0,84
2014	252.164.800	221.296,00	0,88
2015	255.461.700	232.520,00	0,91

(sumber: Direktorat Jenderal Ketenagalistrikan Kementerian ESDM)

Sebagian besar pembangkit listrik menggunakan bahan bakar batubara atau minyak. Seiring dengan meningkatnya harga batubara dan minyak dunia yang semakin hari meningkat mengakibatkan pembengkakan biaya operasional dari PLTU tersebut. *High Speed Diesel* (HSD) selama ini digunakan pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap unit 2 100 MW PT Pembangkitan Jawa Bali UP Gresik. Dengan harga minyak yang semakin naik, maka dilakukan penggantian bahan bakar pada PLTU Unit 2 dengan menggunakan Bahan Bakar Gas (BBG).

Setiap penggantian bahan bakar pada pembangkit akan membawa konsekuensi. Mula-mula pada saat menggunakan bahan bakar HSD daya yang dihasilkan pembangkit dapat mencapai 100 MW, akan tetapi setelah dilakukan penggantian bahan bakar hanya mampu membangkitkan daya 80-90 MW. Berdasarkan indikasi dari orang pembangkit di lapangan bahwa kebutuhan udara dengan Bahan Bakar Gas lebih besar daripada *High Speed Diesel*. Hal ini memungkinkan adanya *rating* pada pembangkit tersebut. Sehingga kebutuhan udara yang disuplai pada saat pembakaran maksimum atau sudah tidak bisa ditambah lagi.

Tabel 1.2 *Air Fuel Ratio* bahan bakar

Fuel	By mass
<i>High Speed Diesel (HSD)</i>	14,33
Bahan Bakar Gas	16,14

Pada pembakaran bahan bakar di *boiler* perlu diperhatikan *Air Fuel Ratio*. *Air Fuel Ratio* akan berpengaruh pada laju aliran udara dari bahan bakar. Oleh karena itu, pada penelitian ini bertujuan ingin membuktikan bahwa klaim orang pembangkit yang menyatakan bahwa kebutuhan udara Bahan Bakar Gas lebih besar daripada *High Speed Diesel*. Sehingga dapat dilakukan analisa mengenai kebutuhan udara pada masing-masing bahan bakar.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang terjadi, indikasi dari orang pembangkit di lapangan bahwa kebutuhan udara dengan Bahan Bakar Gas lebih besar daripada *High Speed Diesel*. Hal ini memungkinkan adanya *derating* pada pembangkit tersebut. Sehingga kebutuhan udara yang disuplai pada saat pembakaran sudah maksimum atau sudah tidak bisa ditambah lagi. Penelitian ini dilakukan dengan menganalisa kebutuhan udara dengan penggantian bahan bakar dari *High Speed Diesel* (HSD) ke Bahan

Bakar Gas dengan *Air Fuel Ratio* yang berbeda untuk membuktikan klaim dari orang pembangkit tersebut. Pada tugas akhir ini, dilakukan perhitungan dan perbandingan kebutuhan udara pada Bahan Bakar *High Speed Diesel* dan Bahan Bakar Gas, analisa perbandingan performance dari PLTU dengan menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel* dan Bahan Bakar Gas dilakukan dengan analisa termodinamika.

1.3 Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah dan asumsi yang ada dalam penelitian ini yaitu:

1. Analisa berdasarkan *heat balance* PLTU Unit 2 PT. PJB UP. Gresik.
2. Kondisi operasi adalah tunak.
3. Efek energi kinetik dan potensial diabaikan.
4. *Heat Loss* pada sistem maupun pipe line diabaikan.
5. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisa termodinamika dan ASME PTC 4.1.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan penelitian dalam tugas akhir ini adalah:

1. Menghitung dan membandingkan kebutuhan udara pada saat menggunakan Bahan Bakar dari *High Speed Diesel* ke Bahan Bakar Gas.
2. Mengetahui kelebihan pasokan udara dari penggantian bahan bakar *High Speed Diesel* ke Bahan Bakar Gas.
3. Menghitung dan membandingkan performance PLTU pada saat menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel* dan Bahan Bakar Gas.

1.5 Manfaat Penelitian

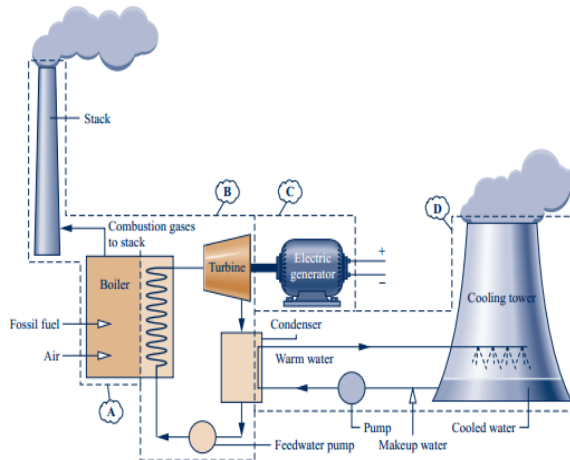
Manfaat yang didapat dari penelitian ini adalah:

1. Dapat menghitung dan membandingkan kebutuhan udara pada saat menggunakan Bahan Bakar dari *High Speed Diesel* ke Bahan Bakar Gas.
2. Dapat mengetahui kelebihan pasokan udara dari penggantian Bahan Bakar *High Speed Diesel* ke Bahan Bakar Gas.
3. Dapat Menghitung dan membandingkan performa PLTU pada saat menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel* dan Bahan Bakar Gas.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian umum PLTU



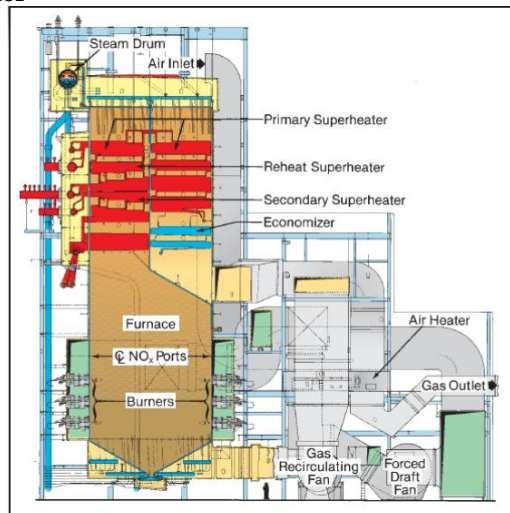
Gambar 2.1 Komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Salah satu aplikasi dari *rankine cycle* adalah Pembangkit Listrik Tenaga Uap. Sebuah Pembangkit Listrik Tenaga Uap terdiri dari beberapa komponen, yaitu *boiler*, turbin, kondensor, dan pompa. Fungsi *boiler* adalah mengubah energi kimia menjadi energi panas *flue gas* yang kemudian memanaskan air didalam pipa-pipa yang berada di dinding boiler. Fungsi dari turbin uap adalah untuk mengubah energi panas yang terkandung dalam uap menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran. Fungsi dari kondensor adalah memindahkan kalor dari uap ke pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah hingga uap terkondensasi dan temperatur air pendingin meningkat. Fungsi pompa adalah mengalirkan kondensat cair (air) yang meninggalkan kondenser ke dalam boiler yang bertekanan lebih tinggi. PLTU menggunakan fluida kerja yang bersirkulasi secara berulang-

ulang. Siklus kerja PLTU yaitu air diisi ke boiler hingga mengisi penuh seluruh luas permukaan pemindah panas. Di dalam boiler, air dipanaskan dengan gas panas hasil pembakaran bahan bakar dengan udara sehingga berubah menjadi uap. Uap hasil produksi boiler diarahkan untuk memutar turbin sehingga menghasilkan energi mekanik berupa putaran. Generator yang dikopel dengan turbin berputar menghasilkan energi listrik sebagai hasil dari perputaran medan magnet dalam kumparan. Uap yang keluar dari turbin dikondensasikan di dalam kondensor kemudian hasil kondensasi uap digunakan lagi sebagai air pengisi boiler. Gas buang hasil pembakaran bahan bakar digunakan kembali untuk memanaskan udara sebelum dibuang ke atmosfer melalui *stack*.

2.2 Komponen-komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap(PLTU)

2.2.1 Boiler



Gambar 2.2 Boiler

Boiler merupakan salah satu peralatan yang berfungsi mengubah air menjadi *steam* yang biasanya terdapat pada suatu

perangkat pembangkit. Boiler mempunyai susunan komponen-komponen yaitu *furnace*, *steam drum*, *superheater*, *reheater*, *air heater* dan *economizer*. Didalam boiler terdapat pipa-pipa yang dialiri air yang pada bagian dasar terdapat *furnace* sehingga menghasilkan panas. Panas inilah yang digunakan untuk memasak air mengalir didalam pipa-pipa tersebut. *Steam* yang dihasilkan boiler adalah dalam keadaan *superheat* dengan tekanan dan temperatur tinggi. Selanjutnya *steam* ini akan menggerakkan sudu-sudu *steam turbine*.

Energi kalor yang dibangkitkan dalam sistem *boiler* memiliki nilai tekanan, temperatur, dan laju aliran yang menentukan pemanfaatan *steam* yang digunakan. Komponen-komponen dari boiler ditunjukkan sebagai berikut:

- *Furnace* : Komponen ini merupakan tempat pembakaran bahan bakar. Beberapa bagian dari *furnace* diantaranya *burner*, *windbox*, dan *exhaust for flue gas*.
- *Steam Drum* : Komponen ini merupakan tempat penampungan air panas dan *steam* yang telah dibangkitkan. *Steam* masih bersifat jenuh (*saturated steam*).
- *Superheater* : *Superheater* merupakan kumpulan pipa boiler yang terletak di jalan aliran gas panas hasil pembakaran. Panas dari gas ini dipindahkan ke *saturated steam* yang ada dalam pipa *superheater*, sehingga berubah menjadi *superheated steam*.
- *Air Heater* : Komponen ini merupakan ruang pemanas yang digunakan untuk memanaskan udara luar yang diserap untuk meminimalisasi udara yang lembab yang akan masuk *windbox* selanjutnya digunakan untuk pembakaran. Udara luar ini dipanaskan dengan sisa hasil panas (*flue gas*) yang dihasilkan pembakaran di *furnace*.
- *Economizer* : Komponen ini merupakan ruang pemanas yang digunakan untuk memanaskan air dan air yang terkondensasi dari sistem sebelumnya, maupun air umpan baru.

2.2.2 Steam Turbine

Turbin uap merupakan suatu penggerak mula yang merubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan selanjutnya menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang akan digerakkan. Tergantung pada jenis mekanisme yang digunakan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang seperti pada bidang industri, untuk pembangkit listrik dan pada bidang transportasi. Pada proses perubahan energi potensial menjadi energi mekanisnya yaitu dalam bentuk putaran poros dilakukan dengan berbagai cara.

Pada dasarnya turbin terdiri dari dua bagian utama, yaitu stator dan rotor yang merupakan komponen utama pada turbin kemudian ditambah komponen lainnya yang meliputi pendukungnya, seperti bantalan, kopling dan sistem bantu lainnya agar kerja turbin dapat leih baik. Sebuah turbin uap memanfaatkan energi kinetik air yang bertambah akibat penambahan energi termal.

Turbin utamanya berfungsi untuk mengubah energi panas yang terkandung dalam uap menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran. Uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi mengalir melalui *nozzle* sehingga kecepatannya naik dan mengarah dengan tepat untuk mendorong sudu-sudu turbin yang dipasang pada poros. Akibatnya poros turbin yang bergerak menghasilkan putaran (energi mekanik). Selanjutnya, putaran turbin akan memutar generator yang nantinya akan menghasilkan listrik.

2.2.3 Kondensor

Kondensor adalah alat untuk mengubah uap yang digunakan untuk memutar turbin menjadi air dengan sistem kondensasi. Hasil dari kondensasi ditampung dalam *hotwell* kemudian dipompa ke boiler melalui *feedwater heater*.

2.2.4 Pompa

Pompa merupakan peralatan untuk mengalirkan air dari tekanan rendah ke tekanan tinggi. Pompa pada pembangkit tenaga uap terdiri dari beragam jenis dan fungsi, salah satunya adalah boiler feed pump. *Boiler feed pump* menjadi bagian tidak terpisahkan dari sebuah pembangkit tenaga uap, dimana pompa ini memiliki fungsi untuk mensuplai air dalam proses pembakaran di dalam boiler. Air yang dimaksud merupakan hasil penyubliman uap keluaran dari kondensor, untuk mengalirkan air dalam kondisi uap dibutuhkan energi yang lebih besar dibandingkan dalam kondisi cair.

Pompa yang banyak di gunakan di PLTU adalah :

- *Condensate pump* adalah sebuah pompa yang berfungsi untuk memompa air pengisi dari *hot well* (penampung air kondensor) ke *deaerator*.
- *Boiler feed pump* adalah pompa bertekanan tinggi yang berfungsi untuk memompa air dari *deaerator* ke boiler.

2.2.5 Feedwater Heater

Feedwater heater merupakan suatu peralatan yang digunakan pada siklus pembangkit uap regenerative. Dengan adanya *feedwater heater* ini, diharapkan ada dua hal yang bisa diraih, yaitu yang pertama untuk meningkatkan temperatur air dari *feedwater* yang mana akan meningkatkan efisiensi keseluruhan. Kedua, yaitu untuk meminimalkan efek termal pada boiler. Prinsip kerja dari *feedwater heater* yaitu dengan memanaskan lagi air keluaran kondensor dengan menggunakan ceratan uap dari turbin dan pada instalasi tertentu ditambahkan juga *drain* dari *feedwater heater* lainnya. Umumnya, *feedwater heater* menggunakan gabungan beberapa pemanas dengan tekanan tertentu sesuai dengan tekanan yang dicerat dari turbin. Jumlah dan tipe dari *feedwater heater* sangat tergantung dari siklus uapnya dan tekanan operasi dari siklusnya.

Pada umumnya, *plant* yang kecil hanya memiliki sedikit unit dari *feedwater heater*. Sedangkan pada pabrik industri besar

atau pada pembangkit listrik yang besar, lima sampai tujuh *feedwater heater* merupakan bagian dari desain pabrik atau pembangkit tersebut. *Feedwater heater* dapat diklasifikasikan baik sebagai tipe *closed* dan *open* maupun yang dirancang untuk beroperasi pada tekanan rendah atau tinggi.

Closed feedwater heater merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Uap yang dicerat dari turbin akan dikondensasikan pada sisi *shell* sementara *feedwater* (air pengumpan) akan masuk melalui sisi *tube* dan menyerap panas dari uap tadi sehingga akan meningkatkan temperaturnya. Kebanyakan dari *feedwater heater* memiliki *bundle* yang terdiri dari *tube-tube* dalam jumlah besar yang dibengkokkan dalam bentuk U sehingga design seperti ini disebut *U-tube heat exchanger* atau *U-tube feedwater heater*. *Tube-tube* tersebut dapat di-*expand* atau dilas ke *tube sheet* pada salah satu akhir dari *shell*. Sejumlah *baffle* dan piringan pendukung *tube* digunakan untuk mengarahkan aliran, meminimalkan vibrasi *tube*, mengurangi erosi, dan menaikkan perpindahan panas. Untuk *feedwater heater* yang memiliki biaya terendah biasanya memiliki bentuk yang panjang, horizontal, dan didesain untuk dua laluan dengan kecepatan air yang tinggi.

2.2.6 Deaerator

Deaerator adalah alat yang berfungsi untuk menghilangkan kandungan oksigen atau gas-gas terlarut lainnya pada air umpan sebelum masuk ke *boiler*. *Deaerator* bekerja berdasarkan sifat oksigen yang kelarutannya pada air akan berkurang dengan adanya kenaikan suhu. *Deaerator* terdiri dari dua drum, drum yang lebih kecil merupakan tempat pemanasan pendahuluan dan pembuangan gas-gas dari air umpan, sedangkan drum yang lebih besar merupakan tempat penampungan air umpan sebelum masuk ke boiler.

Pada drum kecil terdapat *spray nozzle* yang berfungsi untuk menyemprotkan air umpan menjadi butiran-butiran air halus agar proses pemanasan dan pembuangan gas-gas lebih sempurna, dan

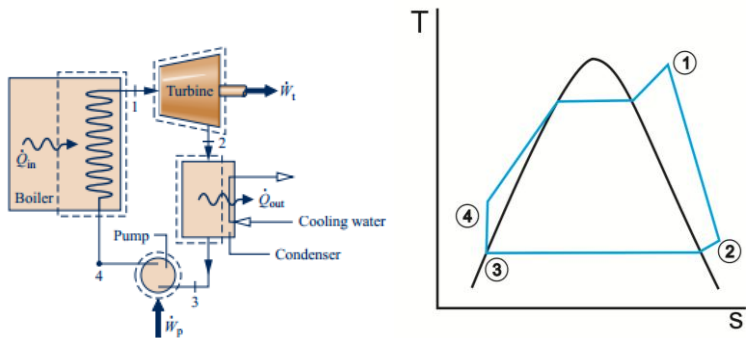
gas-gas yang tidak terkondensasi dibuang ke atmosfer melalui salular vent pada drum kecil.

Oksigen dan gas-gas terlarut dalam air umpan perlu dihilangkan, karena dapat menyebabkan senyawa oksida yang menyebabkan karat pada pipa dan peralatan pembangkit yang terbuat dari logam. Air jika bereaksi dengan karbon dioksida terlarut dapat menyebabkan korosi lebih lanjut.

2.3 Analisa Termodinamika

2.3.1 Siklus *Rankine*

Siklus *Rankine* adalah aliran uap ke turbin dimana sebagian dari energi diubah ke energi mekanik yang ditransmisikan oleh poros yang menggerakkan generator listrik. Suatu pengurangan energi dari aliran uap yang keluar dari turbin lalu mengalami kondensasi menjadi air didalam kondenser. Adanya kehilangan panas setelah memasuki kondenser karena adanya pemisah antara air dingin yang berputar di dalam kondenser yang air dingin tersebut berasal dari air laut atau juga udara atmosfer.



Gambar 2.3 Skema dan T-s Diagram *Siklus Rankine*

Siklus *rankine* terdapat 4 proses prinsip kerja, setiap proses mengubah keadaan air (tekanan dan atau wujud), yaitu :

- Proses 1 – 2 :

Terjadinya proses ekspansi dari fluida kerja melalui turbin dari uap superheat pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondensor.

- Proses 2 – 3 :

Perpindahan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondensor menjadi cairan jenuh pada kondisi 3.

- Proses 3 – 4 :

Terjadinya proses kompresi dalam pompa menuju kondisi 4 dalam daerah cairan hasil kompresi.

- Proses 4 – 1 :

Perpindahan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui boiler, untuk menyelesaikan siklus.

2.3.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor

Untuk mengevaluasi siklus *rankine* seperti yang ditunjukkan gambar 2.3 diatas, perpindahan kalor yang terjadi antara komponen pembangkit dengan sekelilingnya diabaikan untuk memudahkan analisis. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan. Setiap komponen dianggap beroperasi pada kondisi tunak. Dengan menggunakan prinsip kekekalan massa dan energi, kita dapat mengembangkan persamaan untuk perpindahan energi dari titik-titik kondisi seperti yang telah ditunjukkan dalam gambar 2.3.

Dalam kasus ini boiler pada kondisi pertama, yang berada pada temperatur dan tekanan yang sudah dinaikkan, berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondensor pada kondisi kedua dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur di sekitar turbin pada kondisi tunak menjadi:

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \dots \dots \dots (2.1)$$

$$\text{atau } \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \dots \dots \dots (2.2)$$

- **Kondenser**

Dalam kondensor terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap terkondensasi dan temperatur air pendingin meningkat. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju massa dan energi untuk volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dari penukar kalor adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \dots \dots \dots (2.3)$$

- **Pompa**

Kondensat cair yang meninggalkan kondensor di kondisi ketiga dipompa dari kondensor kedalam boiler yang bertekanan lebih tinggi. Dengan menggunakan volume atur di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \dots \dots \dots (2.4)$$

- **Boiler**

Air menyelesaikan siklus ketika cairan yang meninggalkan pompa pada kondisi keempat dipanaskan sampai jenuh dan diuapkan didalam *boiler*. Dengan menggunakan volume atur yang melingkupi tabung *boiler* dan drum yang mengalirkan air pengisian dari kondisi keempat ke kondisi pertama, kesetimbangan laju massa dan energi menghasilkan:

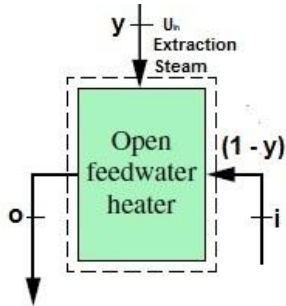
$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \dots \dots \dots (2.5)$$

- **Efisiensi Termal**

Efisiensi termal mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam air melalui boiler yang dikonversi menjadi keluaran kerja. Efisiensi termal dari siklus diatas adalah:

$$\eta = \frac{Wt/\dot{m} - Wp/\dot{m}}{Q'in/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \dots \dots \dots (2.6)$$

2.3.3 Analisa Open Feedwater Heater



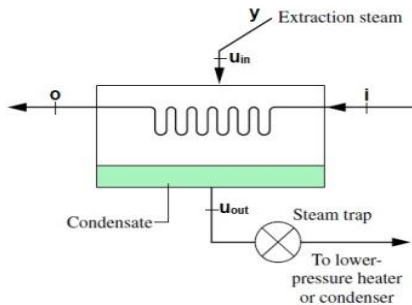
Gambar 2.4 *Open Feedwater Heater*

Pada *heat exchanger* jenis ini aliran yang berbeda temperatur akan bercampur secara langsung tanpa adanya penyekat. Fraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas air-pengisian. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air-pengisian dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial dapat diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady* akan menghasilkan:

$$0 = y h_{uin} + (1 - y) h_i - h_o \dots \dots \dots (2.7)$$

$$0 = y \dot{m}_{uin} + (1 - y) \dot{m}_i - \dot{m}_o \dots \dots \dots (2.8)$$

2.3.4 Analisa Closed Feedwater Heater



Gambar 2.5 *Closed Feedwater Heater*

Closed feedwater heater merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Uap yang diekstraksi dari turbin akan dikondensasikan pada sisi *shell* sementara *feedwater* (air pengumpan) akan masuk melalui sisi *tube* dan menyerap panas dari uap tadi sehingga akan meningkatkan temperaturnya.

Fraaksi dari aliran total yang diekstraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas tertutup. Dengan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air pengisian dan lingkungan sekelilingnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady state* dapat disederhanakan menjadi:

$$0 = y(h_{u_{in}} - h_{u_{out}}) + (h_i - h_o) \dots \dots \dots (2.9)$$

atau

$$y = \frac{h_o - h_i}{(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})} \dots \dots \dots (2.10)$$

2.3.5 Perhitungan Fraaksi Massa

Perhitungan fraksi massa digunakan untuk mengetahui laju aliran yang melalui di setiap masing-masing komponen pembangkit. Fraaksi massa biasa sering digunakan pada siklus *generatif*. Gambar 2.10 langkah awal yang penting dalam menganalisis siklus uap regeneratif adalah evaluasi terhadap laju aliran massa yang melalui setiap komponen. Dengan menggunakan satu volume atur yang melingkupi kedua tingkat turbin, kesetimbangan laju massa pada kondisi tunak adalah:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \dots \dots \dots (2.11)$$

2.3.6 Perhitungan Efisiensi Siklus

Efisiensi siklus *rankine* mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam air melalui *boiler* yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto. Efisiensi siklus *rankine* dijelaskan dalam bentuk rumus sebagai berikut:

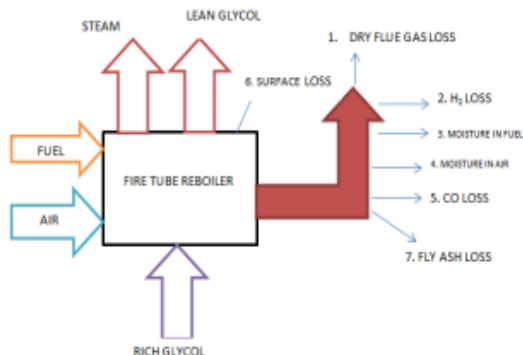
$$\eta = \frac{W_t/\dot{m} - W_p/\dot{m}}{Q_{in}/\dot{m}} \dots \dots \dots (2.14)$$

2.3.7 Perhitungan Laju kalor (*Heat Rate*)

Laju kalor (*heat rate*) adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor ke dalam siklus, biasanya dalam Kcal, untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja netto, biasanya dalam kW-h. Oleh karena itu, laju kalor berbanding terbalik dengan efisiensi termal, memiliki satuan Kcal/kW-h.

$$Heat\ rate = \frac{Total\ bahan\ bakar(Kcal)}{Daya\ yang\ dihasilkan(kWh)} \dots \dots \dots (2.15)$$

2.3.8 Metode Perhitungan ASME



Gambar 2.7 Skema Efisiensi *Indirect Method Boiler*

Perhitungan efisiensi boiler pada penelitian ini berdasarkan *American Society of Mechanical Engineers (ASME) PTC 4.1*. Metode yang dapat digunakan untuk menghitung efisiensi boiler

yaitu metode langsung (*Direct Method*) dan metode tidak langsung (*Indirect Method*). Perhitungan efisiensi boiler ini nantinya digunakan untuk menghitung nilai efisiensi boiler.

Metode perhitungan langsung adalah perhitungan efisiensi dengan membandingkan nilai output dengan input. Energi yang didapat dari fluida kerja (air dan steam) dibandingkan dengan energi yang terkandung dalam bahan bakar boiler. Keuntungan metode langsung antara lain pekerja pabrik dapat dengan cepat mengevaluasi efisiensi boiler, memerlukan sedikit parameter untuk perhitungan, dan memerlukan sedikit instrumen untuk pemantauan.

Kerugian metode langsung adalah tidak memberikan petunjuk kepada operator tentang penyebab dari efisiensi sistem yang lebih rendah dan tidak menghitung berbagai kehilangan yang berpengaruh pada berbagai tingkat efisiensi.

Efisiensi boiler metode langsung dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\text{Efisiensi Boiler } (\eta) = \frac{\text{heat output}}{\text{heat input}} \cdot 100\% \dots \dots \dots (2.16)$$

$$\text{Efisiensi Boiler } (\eta) = \frac{\dot{m} \cdot (h_{\text{steam}} - h_{\text{water}})}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot \text{LHV}} \cdot 100\% \dots \dots \dots (2.17)$$

dimana:

\dot{m}	= laju uap yang dihasilkan (kg/jam)
\dot{m}_{fuel}	= laju bahan bakar yang diumpankan (kg/jam)
LHV	= nilai kalor bawah bahan bakar (kcal/kg)
h_{steam}	= Entalphi uap (kcal/kg)
h_{water}	= Entalphi air pengisi (kcal/kg)

Metode tidak langsung juga dikenal dengan mengurangi bagian kehilangan panas dari 100 sebagai berikut:

$$\text{Efisiensi boiler } (\eta) = 100 - (L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6) (\%)$$

Dimana kehilangan yang terjadi dalam boiler adalah kehilangan panas yang diakibatkan oleh:

Heat loss in dry flue gas (%), *Heat loss due to evaporation of water due to H_2 in fuel* (%), *Heat loss due to moisture in fuel* (%), *Heat loss due to moisture in air* (%), *Heat loss due to*

CO(%), *Radiation loss(%)*, *Heat loss due to unburnt in Fly ash(%)*, *Heat loss due to unburnt in Bottom ash(%)*.

a) Ultimate Analisis

Melakukan analisa terhadap kandungan bahan bakar yang digunakan Carbon, Hidrogen, Oksigen, Nitrogen, Sulfur, H₂O, (dalam satuan % Volume) dan HHV bahan bakar.

b) Flue gas analisis

Melakukan analisa terhadap kandungan gas dari hasil pembakaran, seperti flue gas temperatur, ambient temperatur (°C), CO₂% dan O₂% dalam flue gas (% Volume)

• **Menghitung dry Flue Gas**

1. **Udara teoritis yang dibutuhkan (*Theoretical air required*)**

Dirumuskan:

$$\frac{[(11,6xC)] + \left[\left(34,8x \left(H_2 - \frac{O_2}{8} \right) \right) + (4,35xS) \right]}{100} \dots\dots\dots(2.18)$$

Dalam kg/kg bahan bakar

Carbon (C), Hidrogen (H₂), Oksigen (O₂) dan Sulfur (S) dari % volume in flue gas

2. **Kelebihan udara yang tersedia (*Excess Air supplied, EA*)**

Dirumuskan:

$$(O_2 \times 100) / (21 - O_2) \dots\dots\dots(2.19)$$

Dalam (%) Oksigen (O₂) % volume in flue gas

3. **Massa actual udara yang tersedia (*Actual of air supplied, AAS*)**

Dirumuskan:

$$\{ 1 + EA/100 \} \times \text{theoretical air} \dots\dots\dots(2.20)$$

dalam kg/kg bahan bakar

4. **Massa gas buang kering (*Mass of dry gas*)**

$$\frac{\text{Mass of } (CO_2 + SO_2 + N_2 + O_2) \text{ in flue gas} + N_2 (kg)}{\text{kg bahan bakar}} \dots\dots\dots(2.21)$$

dalam kg/kg bahan bakar

dimana C, H₂, O₂, S adalah persentase karbon, hidrogen, oksigen dan sulfur pada bahan bakar {(massa hasil pembakaran kering/kg bahan bakar) + (massa N₂ dalam bahan bakar pada basis 1 kg) + (massa N₂ dalam massa udara pasokan yang sebenarnya)}

1) % Heat Loss in dry flue gas (L1)

$$\{m \times C_p \times (T_f - T_a)\} \times 100/\text{HHV} \dots\dots\dots(2.22)$$

Keterangan:

m : massa gas buang kering dalam kg/kg bahan bakar

Cp : Panas jenis gas buang (0,23 kkal/kg)

Tf : Temperatur gas buang (°C)

Ta : Temperatur Ambient (°C)

HHV : High Heating Value Oil or Gas (Kcal/kg)

2) % Heat Loss H₂ (L2)

$$9 \times H_2 \times \{584 + C_p(T_f - T_a)\} \times 100/\text{HHV} \dots\dots\dots(2.23)$$

Keterangan:

H₂ : H₂ % in flue gas by volume

Cp : Panas jenis bahan bakar (kkal/kg)

Tf : Temperatur gas buang (°C)

Ta : Temperatur Ambient (°C)

HHV : High Heating Value Oil or Gas (Kcal/kg)

3) % Heat Loss Moisture in fuel (L3)

$$M \{584 + c_p(T_f - T_a)\} \times 100/\text{HHV} \dots\dots\dots(2.24)$$

Keterangan:

M : %Moisture in Fuel

cp : Panas jenis bahan bakar (kkal/kg)

4) % Heat Loss Moisture in Air (L4)

$$\{AAS \times \text{Humidity} \times c_p(T_f - T_a)\} \times 100/\text{HHV} \dots\dots\dots(2.25)$$

Keterangan:

AAS : Actual mass of air supplied (kg/kg of fuel)

Humidity : Kelembapan Udara (kg/kg of dry air)

cp : Panas jenis udara (kkal/kg)

5) % Heat Loss due to Radiation and Convection (L6)

$$x = 0,548 \times [T_s/55,55]^4 - (T_a/55,55)^4 + 1,957 \\ \times (T_s - T_a)^{1,25} \frac{(196,85 \times V_m + 68,9)}{68,9} \dots \dots \dots (2.26)$$

Keterangan:

T_s : Temperatur permukaan Boiler ($^{\circ}\text{C}$)

T_a : Temperatur Ambient ($^{\circ}\text{C}$)

V_m : Kecepatan udara (m/s)

2.4 Kebutuhan udara proses pembakaran

Rasio udara-bahan bakar (*air fuel ratio*) adalah rasio jumlah udara di dalam reaksi pembakaran terhadap jumlah bahan bakar. *Air fuel ratio* dapat dituliskan dengan basis molar (mol udara dibagi dengan mol bahan bakar) atau dengan basis massa (massa udara dibagi dengan massa bahan bakar). Konversi diantara kedua nilai ini dilakukan dengan menggunakan berat molekuler dari udara (M_{udara}) dan bahan bakar ($M_{\text{bahan bakar}}$).

$$\frac{\text{massa udara}}{\text{massa bahan bakar}} = \frac{\text{mol udara} \times M_{\text{udara}}}{\text{mol bahan bakar} \times M_{\text{bahan bakar}}} \\ = \frac{\text{mol udara}}{\text{mol bahan bakar}} \left(\frac{M_{\text{udara}}}{M_{\text{bahan bakar}}} \right) \\ AF = \overline{AF} \left(\frac{M_{\text{udara}}}{M_{\text{bahan bakar}}} \right) \dots \dots \dots (2.27)$$

Dengan \overline{AF} adalah rasio udara bahan bakar dengan basis molar, dan AF adalah rasio udara bahan bakar dengan basis massa.

Jumlah minimum udara yang memberikan oksigen cukup untuk pembakaran tuntas terhadap semua karbon, hidrogen, dan sulfur yang terkandung di dalam bahan bakar disebut jumlah udara teoritik. Untuk pembakaran tuntas dengan jumlah udara teoritik, produk yang dihasilkan terdiri dari karbondioksida, sulfur dioksida, nitrogen yang menyertai oksigen di dalam air, dan setiap nitrogen yang terkandung di dalam bahan bakar. Oksigen bebas tidak akan muncul sebagai salah satu produk pembakaran apabila suplai udara tepat sesuai kebutuhan udara teoritik.

Jumlah udara yang disuplai biasanya lebih besar atau lebih kecil. Jumlah udara aktual yang disuplai biasanya dinyatakan

dalam bentuk persentase udara teoritik, misalnya udara teoritik 150% berarti udara aktual yang disuplai adalah 1,5 kali jumlah udara teoritik. Jumlah udara suplai dapat dinyatakan sebagai *percent excess* atau *percent deficiency* udara. Oksigen bebas akan muncul pada pembakaran dengan jumlah udara lebih banyak (*excess air*).

2.5. Penelitian Terdahulu

Pada sub-bab ini akan dibahas penelitian-penelitian terdahulu yang akan dijadikan dasar pertimbangan dalam analisa performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) UP. Gresik.

2.5.1 James A. Fay, S. Golomb, Savvakis C. Zachariades (1986)

Dalam penelitian yang berjudul “*Feasibility and Cost of Converting Oil and CoalFired Utility Boilers to Intermittent Use of Natural Gas*”, penelitian dilakukan dengan pengoperasian tiga macam bahan bakar boiler, yaitu *Natural Gas*, *Oil*, dan *Coal*.

Tabel 2.1. *Characteristics of Natural Gas, Oil and Coal*⁽¹⁾

	<u>Natural Gas</u>	<u>Oil</u>	<u>Coal</u>
Relative power density (RPD)	1.6	1.0	0.73
Heating value (10^3 BTU/lb)	22.5	18.5	13
Stoich. air/fuel ratio by weight	16.4	13.8	9.9
Adiabatic temp. of flue gases @ 20% excess air ($^{\circ}\text{F}$)	3380 ⁽²⁾	3600 ⁽³⁾	3513 ⁽³⁾
Hydrogen/Carbon by weight	1:3	1:9	1:20
by atom	4	1.6	0.8
SO ₂ emission (lbs/ 10^6 BTU)	0	0.5 - 3	1 - 6
CO ₂ :H ₂ O molar ratio	0.5:1	1.2:1	2.5:1
Burning time	fast	intermediate	slow
Flame emissivity	low	medium	high
Flue gas emissivity	high	middle	low
Ash content (percent)	0	0.2 - 0.5	1 - 10

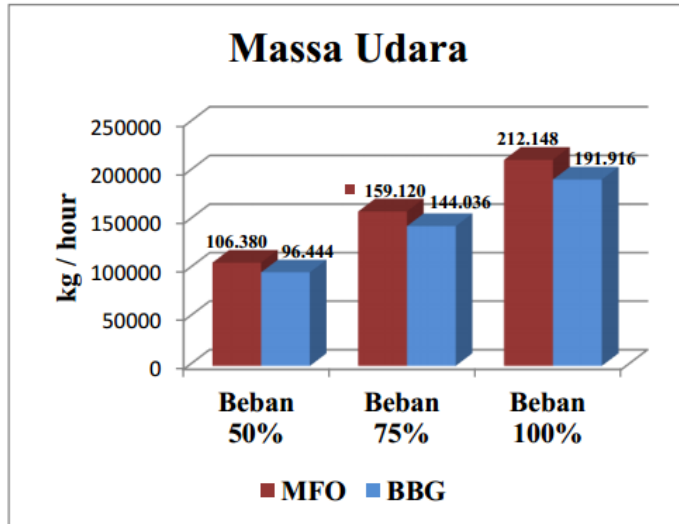
Dari tabel di atas, dapat dilihat bahwa konsumsi udara stoichio air ratio untuk bahan bakar natural gas memiliki angka paling besar, hal ini menyebabkan udara yang disuplai oleh *Force Draft Fan* lebih banyak ke dalam *furnace* di dalam boiler. Sedangkan *Force Draft Fan* memiliki kapasitas tertentu dalam penyuplaian udara untuk memenuhi keadaan stokiometri pembakaran yang sempurna.

Natural gas tidak memiliki emisi SO_2 , kandungan sulfur dalam suatu bahan bakar sangat diperhitungkan dalam penggunaannya, semakin tinggi kandungan sulfur maka emisi polutan yang ditimbulkan dari hasil pembakaran juga akan besar nilainya. Semakin banyak emisi polutan yang dihasilkan dari pembakaran suatu bahan bakar di *boiler*, maka semakin membahayakan lingkungan sekitar.

Natural gas memiliki ukuran dimensi atom yang paling kecil dibanding dengan ukuran dimensi atom bahan bakar lainnya. Hal ini menyebabkan terbakarnya bahan bakar *natural gas* paling cepat diantara bahan bakar lainnya. Semakin cepat terbakarnya suatu bahan bakar, maka panas yang dihasilkan untuk suatu siklus pembakaran akan lebih tinggi.

2.5.2 Faizal Hafiz T. (2015)

Pada penelitiannya yang berjudul “Simulasi Gatecycle Pengaruh Gasifikasi Boiler dari *Marine Fuel Oil* menjadi Bahan Bakar Gas Terhadap Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap 50 MW Perak (Studi Kasus PLTU PT. Indonesia Power Perak, Surabaya).”

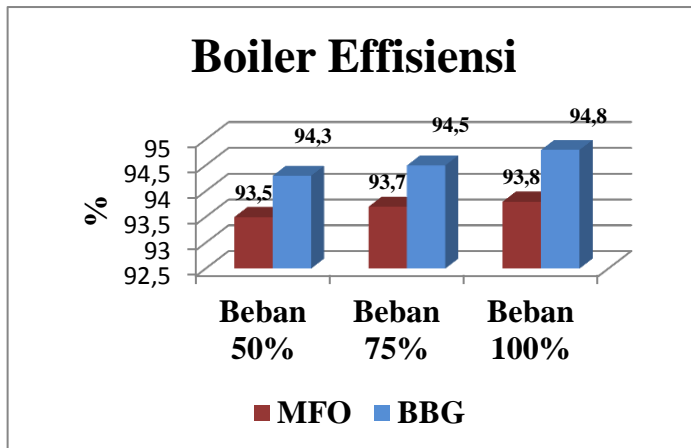


Gambar 2.8 Grafik perbandingan Massa Udara pada setiap Variasi

Dari Gambar 2.8 diperoleh tren grafik *flowrate* udara yang disuplai oleh *Force Draft Fan* menuju ke dalam boiler sebagai udara yang dibutuhkan untuk memenuhi stoikiometri pembakaran. Pemvariasian dilakukan dengan tiga jenis pembebanan, yaitu pembebanan 50% dengan Nett Power Output sebesar 25 MW, 75% dengan Nett Power Output 37,5 MW, dan pembebanan 100% dengan Nett Power Output 50 MW.

Dapat dilihat tren grafik yang ada pada gambar 2.8 dimana *flowrate* yang harus disediakan oleh *Force Draft Fan* meningkat seiring peningkatan beban yang diberikan. Hal ini terjadi karena ketika penambahan beban, maka *flowrate* bahan bakar juga meningkat. *Air Fuel Ratio* dari bahan bakar *Marine Fuel Oil* yaitu 1 : 14,7 dan *Air Fuel Ratio* dari bahan bakar Bahan Bakar Gas yaitu 1 : 17,2 maka seharusnya udara yang disuplai *Force Draft Fan* lebih besar saat menggunakan Bahan Bakar Gas. Namun jumlah *flowrate* Bahan Bakar Gas yang dimasukkan ke dalam boiler jauh lebih kecil dibanding *flowrate* bahan bakar *Marine*

Fuel Oil. Sehingga udara yang disuplai oleh *Force Draft Fan* saat menggunakan Bahan Bakar Gas lebih kecil. Hal ini membuktikan bahwa dengan penggantian bahan bakar pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) PT. Indonesia Power Perak tidak memerlukan penggantian *FD fan*.

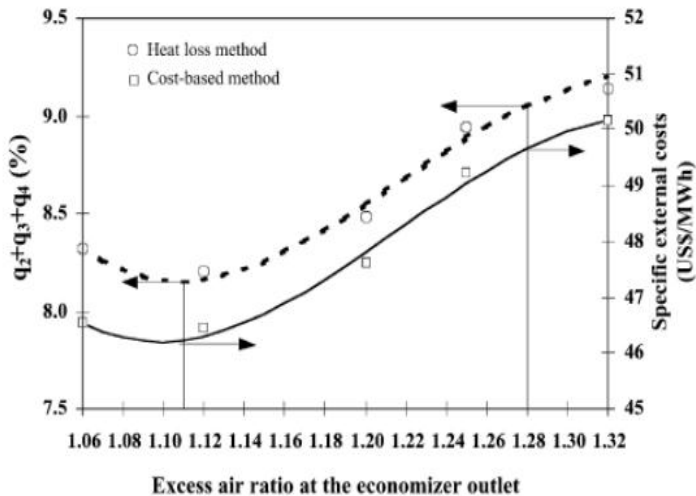


Gambar 2.9 Grafik Perbandingan Effisiensi *Boiler* pada Setiap Variasi

Pada gambar 2.9 dapat dilihat terdapat selisih dari efisiensi pembangkit yang dihasilkan Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) PT. Indonesia Power Perak menggunakan bahan bakar *Marine Fuel Oil* dan juga Bahan Bakar Gas. Dengan menggunakan Bahan Bakar Gas, efisiensi pembangkit akan lebih tinggi dibanding dengan efisiensi pembangkit menggunakan bahan bakar *Marine Fuel Oil*. Hal ini disebabkan karena perbedaan *Low Heating Value* kedua jenis bahan bakar. Dengan *Low Heating Value* Bahan Bakar Gas yang lebih tinggi, maka *flowrate* Bahan Bakar Gas akan lebih kecil untuk menghasilkan daya yang sama. Semakin kecil *flowrate* bahan bakar maka akan semakin kecil *Heat Rate*, maka efisiensi pembangkit akan lebih baik.

2.5.3 Kuprianov V.I. (2004)

Dalam penelitian yang berjudul “*Application of a Cost – Based Method of Excess Air Optimization for the Improvement of The Thermal Efficiency and Environmental Performance of Steam Boilers*” dilakukan oleh Kuprianov V.I. menunjukkan bahwa untuk mengetahui nilai *excess air* yang optimal ada dua cara, yaitu dengan metode *Heat Loss* dan metode *cost based* dengan perhitungan nilai eksternal.



Gambar 2.10 Grafik kelebihan udara terhadap biaya eksternal untuk 150 MW boiler
Thai Lignite

Berdasarkan Gambar 2.10 diatas dapat dilihat bahwa semakin besar nilai *excess air ratio* pada keluaran economizer, maka semakin besar pula nilai *heat loss* dari biaya eksternal yang terjadi. Dampak pada *heat loss method* lebih besar daripada analisa pada dampak biaya eksternal karena emisi polutan.

Pada penelitian ini dilakukan pada tiga macam pembakaran dengan bahan bakar dan beban yang berbeda yaitu pembakaran bahan bakar batu bara dengan beban 150 MW, pembakaran bahan bakar oil/ gas pada boiler dengan *mass flowrate steam* 90 T/h, pembakaran bahan bakar minyak pada beban 310 MW.

Dari ketiga macam pembakaran diketahui bahwa berkurangnya udara yang berlebih berakibat nilai q_2 (*heat loss with the waste flue gas*) menjadi lebih rendah sehingga efisiensi termal meningkat dan menghemat bahan bakar. Tetapi terlalu kurangnya pasokan udara bakar juga mengakibatkan tidak terbakarnya sebagian karbon sehingga pembakaran menjadi tak sempurna dan menghasilkan jelaga.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Tahapan Penelitian

Tahapan Penelitian tugas akhir ini mencakup semua kegiatan yang dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisis terhadap permasalahan tugas akhir. Berikut merupakan tahapan yang akan dilakukan dalam penelitian ini, antara lain:

3.1.1 Identifikasi masalah

Pada tahapan awal identifikasi dilakukan pengamatan terhadap masalah yang menjadi tujuan dari penelitian yaitu klaim dari orang pembangkit di lapangan bahwa kebutuhan udara dengan Bahan Bakar Gas lebih besar daripada *High Speed Diesel*. Hal ini memungkinkan adanya *rating* pada pembangkit tersebut. Sehingga kebutuhan udara yang disuplai pada saat pembakaran sudah maksimum atau sudah tidak bisa ditambah lagi. Studi literatur mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan analisis termodinamika siklus *Rankine power plant* pada pembangkit listrik. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber text book, salah satunya *Fundamental of Engineering Thermodynamics* oleh Michael J. Moran. Penulis juga memasukkan beberapa sumber lain seperti jurnal ilmiah dan beberapa penelitian terdahulu. Kemudian dilakukan observasi terhadap sistem pembangkit listrik yang sudah ada yaitu pada PLTU Gresik berdasarkan pembebanan yang beroperasi.

3.1.2 Pengambilan Data

Berdasarkan studi literatur dan observasi, dilakukan pengambilan data design HSD dan aktual BBG PLTU Unit

2 PT.PJB UP. Gresik. Data yang dibutuhkan adalah *heat balance*, spesifikasi tiap komponen pada PLTU unit 2 Gresik, dan data operasi PLTU Unit 2 Gresik.

3.1.3 Perhitungan

Data yang sudah diperoleh kemudian dilakukan perhitungan berdasarkan analisa termodinamika.

3.1.4 Analisis Data

Hal-hal yang akan dianalisis adalah pengaruh variasi bahan bakar dari *High Speed Diesel* ke Bahan Bakar Gas terhadap performa pembangkit listrik tenaga uap, diantaranya *power gross output*, *heat rate*, massa udara, massa bahan bakar, dan efisiensi pembangkit.

3.1.5 Tahap pengambilan kesimpulan

Tahap ini merupakan akhir dari analisis termodinamika dengan menarik kesimpulan yang didapat berupa *power gross output*, *heat rate*, massa udara, massa bahan bakar, dan efisiensi pembangkit pada setiap pembebanan.

3.2 Analisa Perhitungan Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Dalam penelitian ini, untuk menganalisa performa pembangkit, dapat digunakan metode analisa secara termodinamika. Untuk mendapatkan efisiensi siklus, konsumsi bahan bakar dan *heat rate* pada kondisi aktual dan pemodelan dilakukan langkah perhitungan sebagai berikut:

1. Menghitung panas yang diberikan pada boiler

$$\dot{Q}_{\text{boiler}} = \dot{m} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}})$$

2. Menghitung efisiensi siklus pembangkit

$$\eta_{\text{plant}} = \left(\frac{\text{Power Steam Turbine}}{\dot{m}_{\text{bahan bakar}} \times \text{LHV}_{\text{bahan bakar}}} \times 100\% \right)$$

3. Menghitung konsumsi / laju massa udara

$$\dot{m}_{\text{udara}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right) = \dot{m}_{\text{fuel}} \times A/F$$

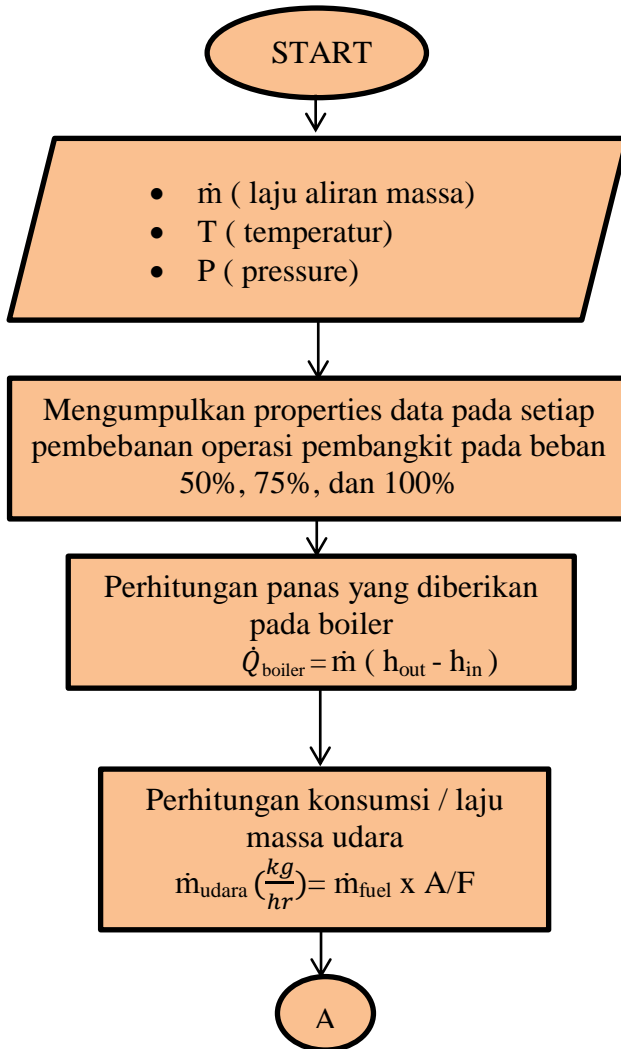
4. Menghitung *heat rate*

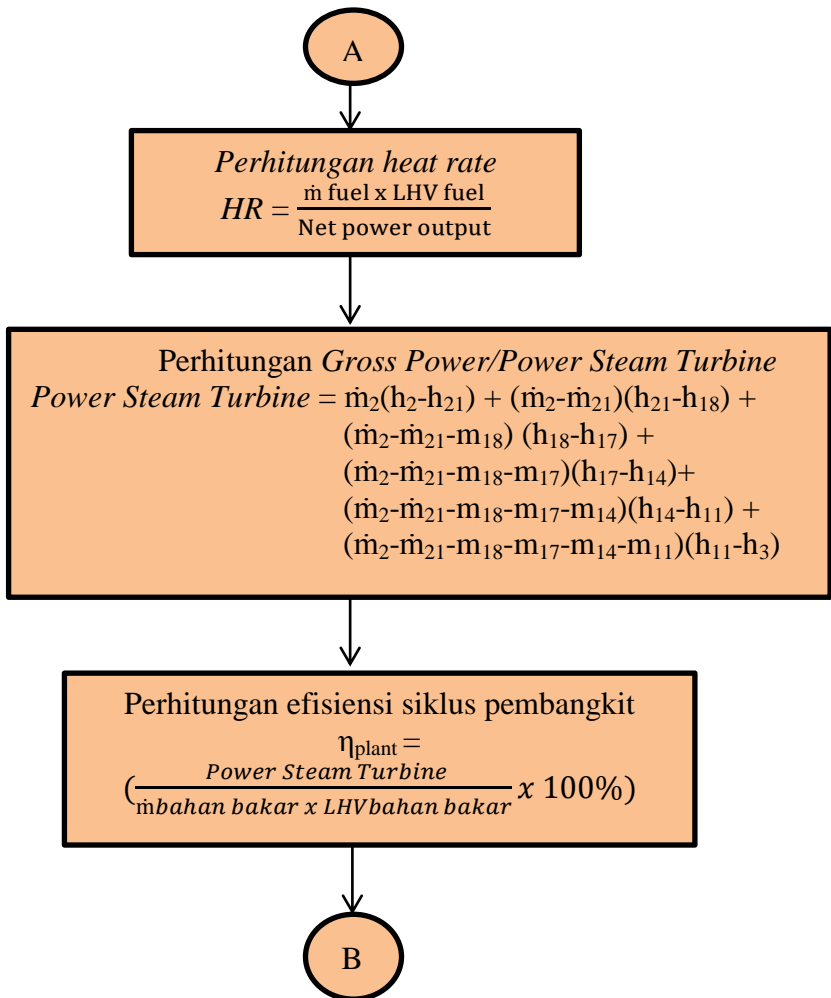
$$HR = \frac{\dot{m}_{\text{fuel}} \times \text{LHV}_{\text{fuel}}}{\text{Net power output}}$$

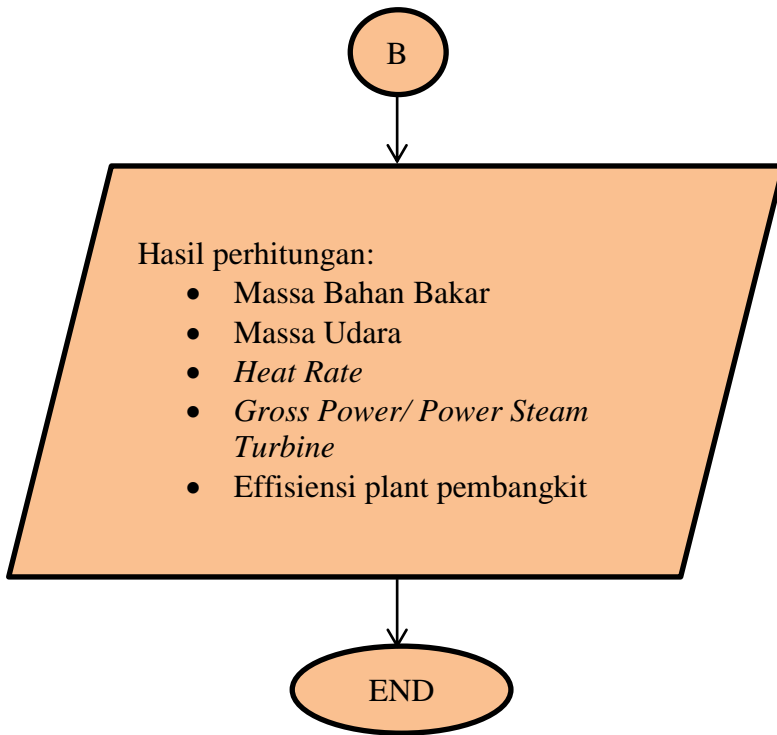
5. Menghitung *Gross Power / Power Steam Turbine*

$$\begin{aligned} \text{Power Steam Turbine} = & \dot{m}_2(h_2 - h_{21}) + (\dot{m}_2 - \dot{m}_{21}) \\ & (h_{21} - h_{18}) + (\dot{m}_2 - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{18})(h_{18} - h_{17}) + \\ & (\dot{m}_2 - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{18} - \dot{m}_{17})(h_{17} - h_{14}) + \\ & (\dot{m}_2 - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{18} - \dot{m}_{17} - \dot{m}_{14})(h_{14} - h_{11}) + \\ & (\dot{m}_2 - \dot{m}_{21} - \dot{m}_{18} - \dot{m}_{17} - \dot{m}_{14} - \dot{m}_{11})(h_{11} - h_3) \end{aligned}$$

3.2.1 Flowchart Perhitungan







BAB IV

ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

Analisa data yang digunakan pada penelitian ini menggunakan data laporan analisa dari berbagai *supplier* gas diantaranya: PERTAGAS area Jawa bagian timur, PT.Pertamina Hulu Energi WMO, Hess (Indonesia – Pangkah) LTD dan data operasi dari PLTU Unit 2 PT.PJB UP. Gresik.

4.1 Data Analisis Kandungan Bahan Bakar Gas

Untuk mengetahui jumlah massa udara pembakaran yang dibutuhkan dan di *supply*, dilakukan penyamaan reaksi secara stoikiometri dari komponen senyawa yang terkandung dalam bahan bakar Gas dan nilai rumus kimia dari *Diesel Fuel*. Berikut merupakan data komponen gas dari berbagai *supplier* gas dan tabel formula bahan bakar diesel dari buku *An Introduction to Combustion*.

Tabel 4.1 *Gas analysis report* PT.PERTAMINA GAS AREA JAWA BAGIAN TIMUR (PERTAGAS AREA JBT)

Komponen	Mole Fraksi
<i>Methane</i>	98.728
<i>Ethane</i>	0.433
<i>Propane</i>	0.172
<i>N-Butane</i>	0.015
<i>I-Butane</i>	0.040
<i>N-Pentane</i>	0.008
<i>I-Pentane</i>	0.016
<i>C6+</i>	0.010
<i>Nitrogen</i>	0.361
<i>CO₂</i>	0.206

Tabel 4.2 *Gas analysis report* SKK MIGAS – PT PERTAMINA
HULU ENERGI WMO

Komponen	Mole Fraksi
<i>Methane</i>	85.5245
<i>Ethane</i>	6.4648
<i>Propane</i>	3.8373
<i>I-Butane</i>	0.8575
<i>N-Butane</i>	1.0132
<i>I-Pentane</i>	0.3306
<i>N-Pentane</i>	0.2292
<i>Hexane(+)</i>	0.4191
<i>Nitrogen</i>	0.8958
<i>CO₂</i>	0.4280

Tabel 4.3 *Gas analysis report* HESS
(INDONESIA–PANGKAH) LTD

Komponen	Mole Fraksi
<i>Methane</i>	87.5799
<i>Ethane</i>	5.8309
<i>Propane</i>	1.8011
<i>I-Butane</i>	0.0308
<i>N-Butane</i>	0.0638
<i>I-Pentane</i>	0.0000

<i>N-Pentane</i>	0.0010
<i>C6+</i>	0.0001
<i>Nitrogen</i>	2.1623
<i>CO₂</i>	2.5301

4.2 Data Analisis Bahan Bakar *High Speed Diesel* (HSD)

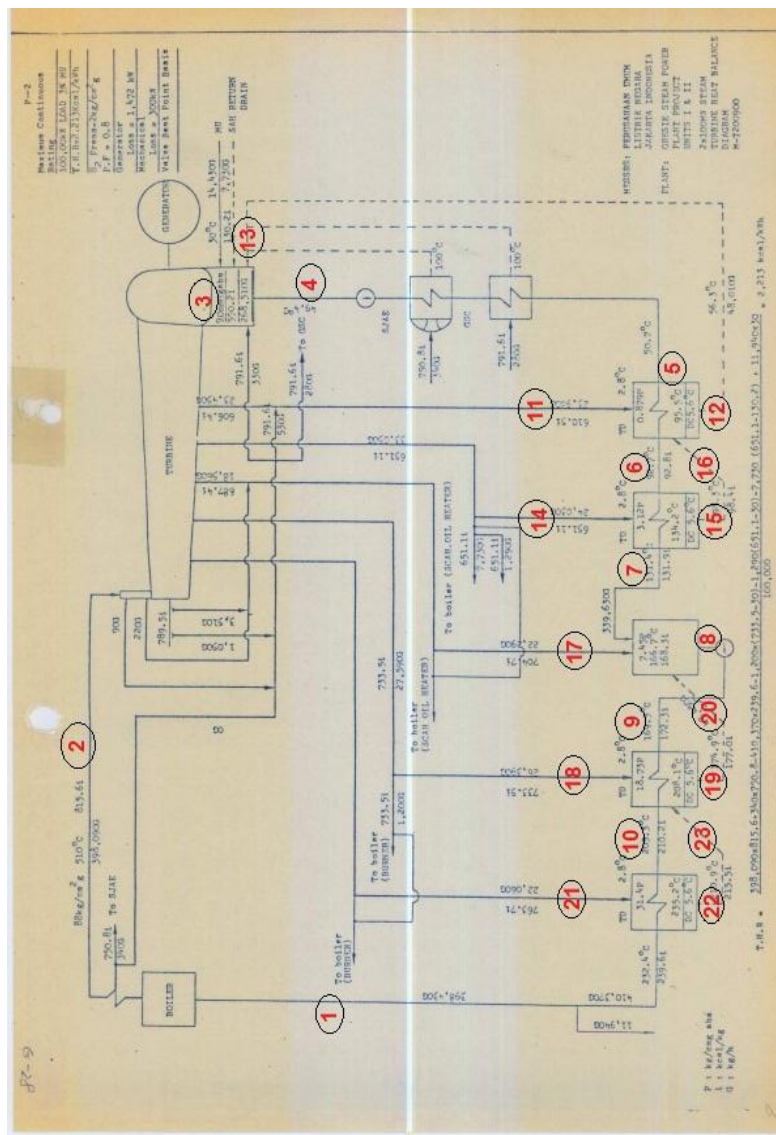
Tabel 4.4 *Fuel Specific Heat and Enthalpy*

Formula	Fuel	Molar Weight
C_{10.8}H_{18.7}	<i>Diesel</i>	148.6

(Sumber: buku *An Introduction to Combustion* Appendix B *Fuel Properties* hal. 648)

4.3 Analisis Termodinamika

Dalam penelitian tugas akhir ini dilakukan analisa termodinamika dengan memvariasikan bahan bakar dan beban pada pembangkit listrik tenaga uap. Data yang digunakan pada penelitian ini berdasarkan dengan *heat balance* PLTU dan literatur dari beberapa tugas akhir. Grafik dibawah merupakan *heat balance* pada PLTU Unit 2PT.PJB UP. Gresik dalam keadaan beban 100%. T-s diagram dibawah digunakan untuk analisis perhitungan dalam termodinamika.



Gambar 4.1 *Heat Balance* PLTU Unit 2 PT. PJB UP Gresik

$h_{\text{keluar boiler}}^{(2)}$	3425,52 kJ/kg	$h_{\text{ekstraksi 4}}^{(14)}$	2732,94 kJ/kg
$h_{\text{ekstraksi 1}}^{(21)}$	3201,66 kJ/kg	$h_{\text{ekstraksi 5}}^{(11)}$	2559,9 kJ/kg
$h_{\text{ekstraksi 2}}^{(18)}$	3077,34 kJ/kg	$h_{\text{masuk kondensor}}^{(3)}$	2284,38 kJ/kg
$h_{\text{ekstraksi 3}}^{(17)}$	2959,74 kJ/kg	$h_{\text{masuk boiler}}^{(1)}$	1000,44 kJ/kg

Dalam penelitian ini dilakukan perhitungan LHV dari bahan bakar Gas. Sistem satuan yang digunakan dalam penelitian

ini adalah Satuan Internasional (SI). Berikut ini merupakan tabel hasil perhitungan dari *LHV*(*Low Heating Value*) bahan bakar gas.

Tabel 4.5 Hasil Perhitungan *Low Heating Value* Pertamina WMO

No	Komponen	Fraksi Mol	LHV (Kj/kg)	LHV x Mol (Kj/kg)
1	CH ₄	0,855245	55528	47490,04436
2	C ₂ H ₆	0,064648	51901	3355,295848
3	C ₃ H ₈	0,038373	48936	1877,821128
4	C ₄ H ₈	0,008575	48471	415,638825
5	C ₄ H ₁₀	0,010132	49546	502,000072
6	C ₅ H ₁₀	0,003306	48152	159,190512
7	C ₅ H ₁₂	0,002292	49032	112,381344
8	C ₆ H ₁₄	0,004191	48696	204,084936
Total				54116,45703

Tabel 4.6 Hasil Perhitungan *Low Heating Value* Hess

No	Komponen	Fraksi Mol	LHV (Kj/kg)	LHV x Mol (Kj/kg)
1	CH ₄	0,875799	55528	48631,367
2	C ₂ H ₆	0,058309	51901	3026,2954
3	C ₃ H ₈	0,018011	48936	881,3863
4	C ₄ H ₈	0,000308	48471	14,929068
5	C ₄ H ₁₀	0,000638	49546	31,610348
6	C ₅ H ₁₀	0	48152	0
7	C ₅ H ₁₂	0,00001	49032	0,49032
8	C ₆ H ₁₄	0,000001	48696	0,048696
Total				52586,127

Tabel 4.7 Hasil Perhitungan *Low Heating Value*
Pertagas Area JBT

No	Komponen	Fraksi Mol	LHV (Kj/kg)	LHV x Mol (Kj/kg)
1	CH ₄	0,98728	55528	54821,6838
2	C ₂ H ₆	0,00433	51901	224,73133
3	C ₃ H ₈	0,00172	48936	84,16992
4	C ₄ H ₈	0,00015	48471	7,27065
5	C ₄ H ₁₀	0,0004	49546	19,8184
6	C ₅ H ₁₀	0,00008	48152	3,85216
7	C ₅ H ₁₂	0,00016	49032	7,84512
8	C ₆ H ₁₄	0,0001	48696	4,8696
Total				C ₄ H ₁₀

Untuk mendapatkan nilai LHV dari masing-masing *supplier*, didapatkan hasil sebagai berikut:

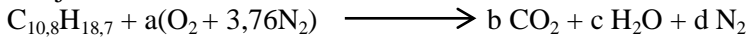
Tabel 4.8 Tabel Hasil Perhitungan *LHV(Low Heating Value)*
Gabungan

Supplier	Gas supply (%)	Low Heating Value (kJ/kg)	Total LHV (kJ/kg)
Pertamina WMO	30	54116,45	16234,935
HESS	35	52586,127	18405,144
PERTAGAS	35	55174,241	19310,984
Total LHV gabungan (kJ/kg)			53951,063

- *Air Fuel Ratio* stoikiometri Bahan Bakar *High Speed Diesel*

Dalam melakukan perhitungan nilai *AFR* dari bahan bakar *High Speed Diesel* diambil rumus kimia dari bahan bakar *High*

Speed Diesel yaitu $C_{10,8}H_{18,7}$. Dengan demikian persamaan kimia menjadi:



Dengan menerapkan konservasi massa terhadap karbon, hidrogen, dan oksigen, dan nitrogen secara berturut-turut

$$C : 10,8 = b$$

$$H : 18,7 = 2c$$

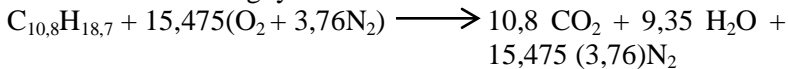
$$c = 9,35$$

$$O : 2a = 2b + c \\ = 2(10,8) + 9,35$$

$$a = 15,475$$

$$N : 2a \times 3,76 = 2 \times 3,76 \times d \\ 15,475 = d$$

Persamaan setimbangnya adalah



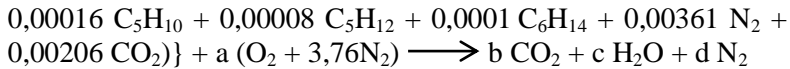
$$\overline{AF} = \frac{\frac{mol\ udara}{mol\ bahan\ bakar}}{\frac{15,475(1+3,76)}{1}} \times \frac{\frac{M\ udara}{M\ bahan\ bakar}}{\frac{Kmol(udara)}{Kmol(bahan\ bakar)}}$$

$$AF = 73,661 \frac{Kmol(udara)}{Kmol(bahan\ bakar)} \frac{28,85 \frac{kg(udara)}{Kmol(udara)}}{148,3 \frac{kg(bahan\ bakar)}{Kmol(bahan\ bakar)}} \\ = 14,33 \frac{kg(udara)}{kg(bahan\ bakar)}$$

- *Air Fuel Ratio* stoikiometri Bahan Bakar Gas

Berikut merupakan hasil perhitungan nilai *Air Fuel Ratio* gabungan:

$$\{ (0,855245 CH_4 + 0,064648 C_2H_6 + 0,038373 C_3H_8 + 0,008575 C_4H_8 + 0,010132 C_4H_{10} + 0,003306 C_5H_{10} + 0,002292 C_5H_{12} + 0,004191 C_6H_{14} + 0,008958 N_2 + 0,00428 CO_2) \} + \\ \{ (0,875799 CH_4 + 0,058309 C_2H_6 + 0,018011 C_3H_8 + 0,000308 C_4H_8 + 0,000638 C_4H_{10} + 0 C_5H_{10} + 0,00001 C_5H_{12} + 0,000001 C_6H_{14} + 0,021623 N_2 + 0,025301 CO_2) \} + \{ (0,98728 CH_4 + 0,00433 C_2H_6 + 0,00172 C_3H_8 + 0,0004 C_4H_8 + 0,00015 C_4H_{10} +$$



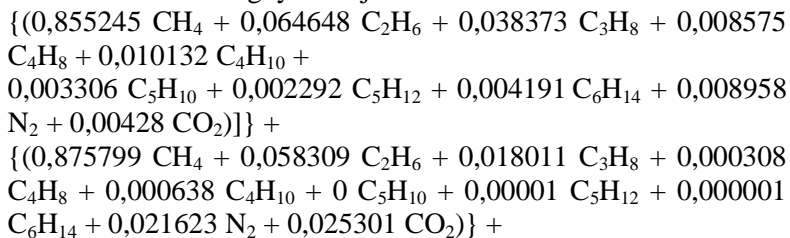
$$\begin{aligned} \text{C} &: \{(0,855245 + 2 \times 0,064648 + 3 \times 0,038373 + 4 \times 0,008575 + 4 \times 0,010132 + 5 \times 0,003306 + 5 \times 0,002292 + 6 \times 0,004191 + 0,00428)\} + \{(0,875799 + 2 \times 0,058309 + 3 \times 0,018011 + 4 \times 0,000308 + 4 \times 0,000638 + 5 \times 0 + 5 \times 0,00001 + 6 \times 0,000001 + 0,025301)\} + \{(0,98728 + 2 \times 0,00433 + 3 \times 0,00172 + 4 \times 0,0004 + 4 \times 0,00015 + 5 \times 0,00016 + 5 \times 0,00008 + 6 \times 0,0001 + 0,00206)\} \\ &= b \\ &3,3 = b \end{aligned}$$

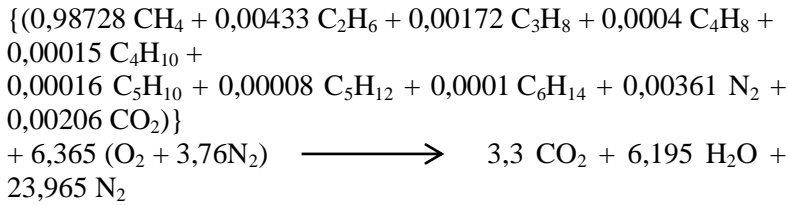
$$\begin{aligned} \text{H} &: \{(4 \times 0,85 + 6 \times 0,064648 + 8 \times 0,038373 + 8 \times 0,008575 + 10 \times 0,010132 + 10 \times 0,003306 + 12 \times 0,002292 + 14 \times 0,004191)\} + \{(4 \times 0,875799 + 6 \times 0,058309 + 8 \times 0,018011 + 8 \times 0,000308 + 10 \times 0,000638 + 10 \times 0 + 12 \times 0,00001 + 14 \times 0,000001)\} + \{(0,98728 + 2 \times 0,00433 + 3 \times 0,00172 + 4 \times 0,0004 + 4 \times 0,00015 + 5 \times 0,00016 + 5 \times 0,00008 + 6 \times 0,0001 + 0,00206)\} \\ &= 2c \\ 6,195 &= c \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{O} &: \{(2 \times 0,00428) + (2 \times 0,025301) + (2 \times 0,00206)\} + \\ & \quad (2 \times a) = 2b + c \\ 2a &= 2(3,3) + (6,195) \\ a &= 6,365 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{N} &: \{(2 \times 0,008958) + (2 \times 0,021623) + (2 \times 0,00361)\} + \\ & \quad (3,76 \times 2 \times 6,365) = 2 \times d \\ 47,93 &= 2d \\ d &= 23,965 \end{aligned}$$

Persamaan setimbangnya menjadi:





$$\text{AF} = \frac{\frac{\text{mol udara}}{\text{mol bahan bakar}} \times \frac{M \text{ udara}}{M \text{ bahan bakar}}}{1 \text{ Kmolel(bahan bakar)}}$$

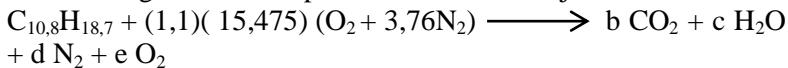
Jumlah total Berat Molekul Komposisi gas adalah sebesar 54,14

$$\text{AF} = 30,29 \frac{28,85 \frac{\text{kg (udara)}}{\text{Kmolel (udara)}}}{54,14 \frac{\text{kg (bahan bakar)}}{\text{Kmolel (bahan bakar)}}} \\ = 16,14 \frac{\text{kg (udara)}}{\text{kg (bahan bakar)}}$$

4.3.2 Analisa Penambahan Excess Air pada Bahan Bakar

- *Air Fuel Ratio* Bahan Bakar *High Speed Diesel*

Dalam melakukan perhitungan nilai *AFR* dari bahan bakar *High Speed Diesel* diambil rumus kimia dari bahan bakar *High Speed Diesel* yaitu $\text{C}_{10,8}\text{H}_{18,7}$ dan penambahan *excess air* sebesar 110% Dengan demikian persamaan kimia menjadi:



Dengan menerapkan konservasi massa terhadap karbon, hidrogen, dan oksigen, dan nitrogen secara berturut-turut

$$\text{C} : 10,8 = b$$

$$\text{H} : 18,7 = 2c$$

$$c = 9,35$$

$$\text{O} : (1,1)(15,475)(2) = 2b + c + 2e$$

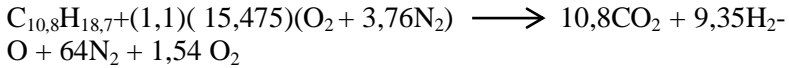
$$34,045 = 2(10,8) + (9,35) + 2e$$

$$e = 1,54$$

$$\text{N} : 2 \times 3,76 \times 1,1 \times 15,475 = 2 \times d$$

$$d = 64$$

Persamaan setimbangya adalah

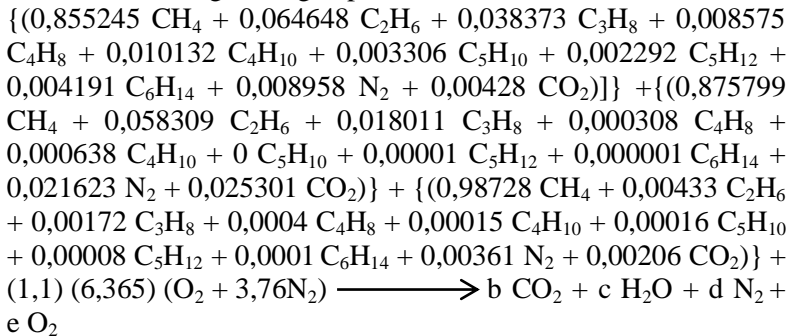


$$\begin{aligned} \overline{\text{AF}} &= \frac{\text{mol udara}}{\text{mol bahan bakar}} \times \frac{M \text{ udara}}{M \text{ bahan bakar}} \\ &= \frac{(1,1)(15,475)(1+3,76)}{1} \frac{\text{Kmol(udara)}}{\text{Kmol(bahan bakar)}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{AF} &= 81,027 \frac{\text{Kmol(udara)}}{\text{Kmol(bahan bakar)}} \frac{28,85 \frac{\text{kg(udara)}}{\text{Kmol(udara)}}}{148,3 \frac{\text{kg(bahan bakar)}}{\text{Kmol(bahan bakar)}}} \\ &= 15,76 \frac{\text{kg(udara)}}{\text{kg(bahan bakar)}} \end{aligned}$$

• *Air Fuel Ratio* Bahan Bakar Gas

Berikut merupakan hasil perhitungan nilai *Air Fuel Ratio* dari bahan bakar gas dengan penambahan *excess air* 110%.



$$\begin{aligned} \text{C} &: \{ (0,855245 + 2 \times 0,064648 + 3 \times 0,038373 + 4 \times 0,008575 + 4 \times 0,010132 + 5 \times 0,003306 + 5 \times 0,002292 + 6 \times 0,004191 + 0,00428) \} + \{ (0,875799 + 2 \times 0,058309 + 3 \times 0,018011 + 4 \times 0,000308 + 4 \times 0,000638 + 5 \times 0 + 5 \times 0,00001 + 6 \times 0,000001 + 0,025301) \} + \{ (0,98728 + 2 \times 0,00433 + 3 \times 0,00172 + 4 \times 0,0004 + 4 \times 0,00015 + 5 \times 0,00016 + 5 \times 0,00008 + 6 \times 0,0001 + 0,00206) \} \\ &= \text{b} \\ &3,3 = \text{b} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{H} &: \{ (4 \times 0,85 + 6 \times 0,064648 + 8 \times 0,038373 + 8 \times 0,008575 + 10 \times 0,010132 + 10 \times 0,003306 + 12 \times 0,002292 + 14 \times \end{aligned}$$

$$0,004191)) + \{(4 \times 0,875799 + 6 \times 0,058309 + 8 \times 0,018011 + 8 \times 0,000308 + 10 \times 0,000638 + 10 \times 0 + 12 \times 0,00001 + 14 \times 0,000001)\} + \{(0,98728 + 2 \times 0,00433 + 3 \times 0,00172 + 4 \times 0,0004 + 4 \times 0,00015 + 5 \times 0,00016 + 5 \times 0,00008 + 6 \times 0,0001 + 0,00206)\} = 2c$$

$$6,195 = c$$

$$O : \{(2 \times 0,00428) + (2 \times 0,025301) + (2 \times 0,00206)\} + (2 \times 1,1 \times 6,365) = 2b + C + 2e$$

$$14,006282 = 2(3,3) + (6,195) + 2e$$

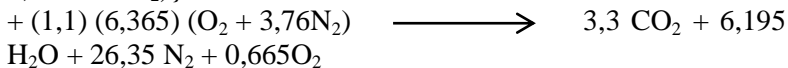
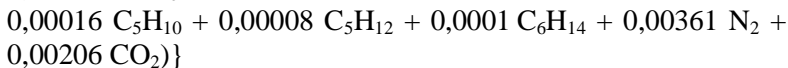
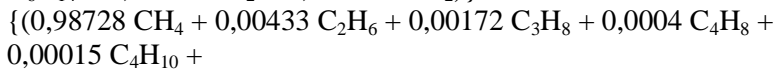
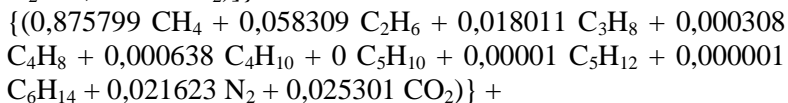
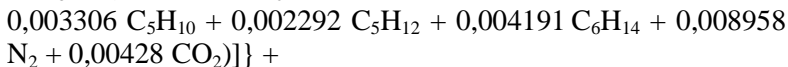
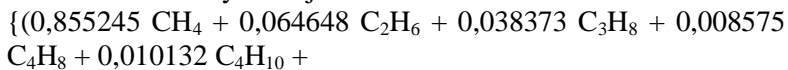
$$e = 0,665$$

$$N : \{(2 \times 0,008958) + (2 \times 0,021623) + (2 \times 0,00361)\} + (3,76 \times 2 \times 1,1 \times 6,365) = 2xd$$

$$52,71 = 2d$$

$$d = 26,35$$

Persamaan kimianya menjadi:



$$\begin{aligned} \overline{\text{AF}} &= \frac{\text{mol udara}}{\text{mol bahan bakar}} \times \frac{M \text{ udara}}{\frac{M \text{ bahan bakar}}{\text{Kmol(udara)}}} \\ &= \frac{(1,1)(6,365)(1+3,76)}{1} \times \frac{M \text{ udara}}{\text{Kmol(bahan bakar)}} \\ &= 33,33 \end{aligned}$$

Jumlah total Berat Molekul Komposisi gas adalah sebesar 54,14

$$\begin{aligned}
 AF &= 33,33 \frac{28,85 \frac{kg (udara)}{kmol (udara)}}{54,14 \frac{kg (bahan bakar)}{kmol (bahan bakar)}} \\
 &= 17,76 \frac{kg (udara)}{kg (bahan bakar)}
 \end{aligned}$$

4.3.3 Menentukan Q Boiler

Besarnya kalor yang masuk pada boiler dihitung sebagai berikut:

- Bahan Bakar *High Speed Diesel* dengan beban 100%

$$\begin{aligned}
 Q_{Boiler} &= \dot{m}_{steam}(\text{houtput} - \text{hinput}) \\
 &= 388980 \frac{kg}{hr} \times (815,6 - 238,2) \frac{kcal}{kg} \times \frac{4,2 kJ}{1kcal} \times \frac{1hr}{3600s} \\
 &= 262029,89 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$
- Bahan Bakar Gas dengan beban 100%

$$\begin{aligned}
 Q_{Boiler} &= \dot{m}_{steam}(\text{houtput} - \text{hinput}) \\
 &= 388980 \frac{kg}{hr} \times (815,6 - 238,2) \frac{kcal}{kg} \times \frac{4,2 kJ}{1kcal} \times \frac{1hr}{3600s} \\
 &= 262029,89 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

4.3.4 Menentukan Power Steam Turbine

- Bahan Bakar *High Speed Diesel* dengan beban 100%

$$\begin{aligned}
 \text{Power steam turbine} &= \dot{m}_2(h_2-h_{21}) + (\dot{m}_2-\dot{m}_{21})(h_{21}-h_{18}) \\
 &\quad + (\dot{m}_2-\dot{m}_{21}-\dot{m}_{18})(h_{18}-h_{17}) + \\
 &\quad (\dot{m}_2-\dot{m}_{21}-\dot{m}_{18}-\dot{m}_{17})(h_{17}-h_{14}) + \\
 &\quad (\dot{m}_2-\dot{m}_{21}-\dot{m}_{18}-\dot{m}_{17}-\dot{m}_{14})(h_{14}-h_{11}) + \\
 &\quad (\dot{m}_2-\dot{m}_{21}-\dot{m}_{18}-\dot{m}_{17}-\dot{m}_{14}-\dot{m}_{11})(h_{11}-h_3) \\
 \text{Power steam turbine} &= 107,9556 \frac{kg}{s} (3425,53-3201,66) \\
 &\quad \frac{kJ}{kg} + (107,9556-5,736) \\
 &\quad \frac{kg}{s} (3201,66-3077,34) \frac{kJ}{kg} + \\
 &\quad (107,9556-5,736-6,891) \frac{kg}{s} \\
 &\quad (3077,34-2959,74) \frac{kJ}{kg} +
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (107,9556-5,736-6,891-5,838) \\
& \frac{kg}{s}(2959,74-2732,94) \\
& \frac{kJ}{kg}+(107,9556-5,736-6,891- \\
& 5,838-6,352) \frac{kg}{s} \\
& (2732,94-2559,9) \frac{kJ}{kg} + \\
& (107,9556-5,736-6,891-5,838- \\
& 6,352-7,113) \frac{kg}{s}(2559,9- \\
& 2284,38) \frac{kJ}{kg}
\end{aligned}$$

$$Power\ steam\ turbine = 103712,99 \frac{kJ}{s} = 103,713 MW$$

• Bahan Bakar Gas dengan beban 100%

$$\begin{aligned}
Power\ steam\ turbine &= \dot{m}_2(h_2-h_{21}) + (\dot{m}_2-\dot{m}_{21})(h_{21}-h_{18}) \\
&+ (\dot{m}_2-\dot{m}_{21}-\dot{m}_{18})(h_{18}-h_{17}) + \\
&(\dot{m}_2-\dot{m}_{21}-\dot{m}_{18}-\dot{m}_{17})(h_{17}-h_{14}) + \\
&(\dot{m}_2-\dot{m}_{21}-\dot{m}_{18}-\dot{m}_{17}-\dot{m}_{14})(h_{14}-h_{11}) + \\
&(\dot{m}_2-\dot{m}_{21}-\dot{m}_{18}-\dot{m}_{17}-\dot{m}_{14}-\dot{m}_{11})(h_{11}-h_3)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Power\ steam\ turbine &= 107,9556 \frac{kg}{s}(3425,53- \\
&3201,66) \frac{kJ}{kg} + (107,9556- \\
&5,736) \frac{kg}{s}(3201,66-3077,34) \frac{kJ}{kg} + \\
&(107,9556-5,736-6,891) \frac{kg}{s} \\
&(3077,34-2959,74) \frac{kJ}{kg} + \\
&(107,9556-5,736-6,891-5,838) \\
&\frac{kg}{s}(2959,74-2732,94) \frac{kJ}{kg} + \\
&(107,9556-5,736-6,891-5,838- \\
&6,352) \frac{kg}{s}(2732,94-2559,9) \frac{kJ}{kg} + \\
&(107,9556-5,736-6,891-5,838- \\
&6,352-7,113) \frac{kg}{s}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (2559,9-2284,38) \frac{kJ}{kg} \\ \text{Power steam turbine} &= 103712,99 \frac{kJ}{s} = 103,713 \text{ MW} \end{aligned}$$

4.3.5 Menentukan $\dot{m}_{\text{bahan bakar}}$

Untuk menentukan $\dot{m}_{\text{bahan bakar}}$ diambil data efisiensi boiler dari referensi tugas akhir Faizal Hafizh T (2015) dengan nilai efisiensi boiler bahan bakar oil beban 100% sebesar 93,77% dan nilai efisiensi boiler bahan bakar gas beban 100% sebesar 94,7%.

- Bahan Bakar *High Speed Diesel* dengan beban 100%

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{bahan bakar}} &= \frac{Q_{\text{in boiler}}}{\eta_{\text{boiler}} \times LHV} \\ \dot{m}_{\text{bahan bakar}} &= \frac{262029,89 \frac{kJ}{s} \times 3600 \frac{s}{hr}}{0,9377 \times 43400 \frac{kJ}{kg}} \\ \dot{m}_{\text{bahan bakar}} &= 23196,58 \frac{kg}{hr} = 969,6 \frac{MMBTU}{hr} \end{aligned}$$

- Bahan Bakar Gas dengan beban 100%

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{bahan bakar}} &= \frac{Q_{\text{in boiler}}}{\eta_{\text{boiler}} \times LHV} \\ \dot{m}_{\text{bahan bakar}} &= \frac{262029,89 \frac{kJ}{s} \times 3600 \frac{s}{hr}}{0,947 \times 53951,063 \frac{kJ}{kg}} \\ \dot{m}_{\text{bahan bakar}} &= 18463,04 \frac{kg}{hr} = 908,98 \frac{MMBTU}{hr} \end{aligned}$$

4.3.6 Menentukan \dot{m}_{udara}

Dalam perhitungan \dot{m}_{udara} bahan bakar *High Speed Diesel* dan bahan bakar gas didapatkan nilai A/F dari perhitungan masing-masing sebesar 14,33 untuk bahan bakar *High Speed Diesel* dan 16,14 untuk bahan bakar Gas.

- Bahan Bakar *High Speed Diesel* dengan beban 100%

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{udara}} &= \dot{m}_{\text{bahan bakar}} \times \frac{A}{F} \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= 23196,58 \frac{kg}{hr} \times 14,33 \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= 332406,9 \frac{kg}{hr} \end{aligned}$$

- Bahan Bakar Gas dengan beban 100%

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{udara}} &= \dot{m}_{\text{bahan bakar}} \times \frac{A}{F} \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= 18463,04 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 16,14 \\ \dot{m}_{\text{udara}} &= 297933,46 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\end{aligned}$$

4.3.7 Menentukan *Heat Rate*

Untuk menghitung nilai *heat rate* dari masing-masing bahan bakar diperlukan data $\dot{m}_{\text{bahan bakar}}$ dari *High Speed Diesel* sebesar $23196,58 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$ dan $\dot{m}_{\text{bahan bakar}}$ dari Gas sebesar $18463,04 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$. Daya netto diambil dari data *heat balance* yang tersedia yaitu untuk beban 100% sebesar 100MW.

- Bahan Bakar *High Speed Diesel* dengan beban 100%

$$\begin{aligned}\text{Heat Rate} &= \frac{\dot{m}_{\text{bahan bakar}} \times \text{LHV}}{W_{\text{net}}} \\ \text{Heat Rate} &= \frac{23196,58 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 43400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{100000 \text{ Kw}} \\ \text{Heat Rate} &= 10067,31 \frac{\text{kJ}}{\text{Kw.h}}\end{aligned}$$

- Bahan Bakar Gas dengan beban 100%

$$\begin{aligned}\text{Heat Rate} &= \frac{\dot{m}_{\text{bahan bakar}} \times \text{LHV}}{W_{\text{net}}} \\ \text{Heat Rate} &= \frac{18463,04 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 53951,063 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{100000 \text{ Kw}} \\ \text{Heat Rate} &= 9961 \frac{\text{kJ}}{\text{Kw.h}}\end{aligned}$$

4.3.8 Menentukan Effisiensi Pembangkit (η)

Effisiensi pembangkit dapat dihitung sebagai berikut:

- Bahan Bakar *High Speed Diesel* dengan beban 100%

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{\text{Power Steam Turbine}}{\dot{m}_{\text{bahan bakar}} \times \text{LHV}_{\text{bahan bakar}}} \\ \eta &= \frac{103700 \text{ Kw}}{23196,58 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 43400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}}} \\ \eta &= 37\%\end{aligned}$$

- Bahan Bakar Gas dengan beban 100%

$$\eta = \frac{\text{Power Steam Turbine}}{\text{mbahan bakar} \times \text{LHV bahan bakar}} = \frac{103700 \text{ Kw}}{18463,04 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 53951,063 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}}}$$

$$\eta = 37,47\%$$

4.3.9 Menentukan efisiensi Boiler *Indirect method*

Tabel 4.9 *Fuel Analysis* bahan bakar

<i>Fuel Oil Analysis</i>	Nilai	Unit
Carbon	78,43	%
Hydrogen	9,36	%
Nitrogen	0,84	%
Sulphur	0	%
Moisture	0,15	%
Oksigen	0	%
HHV	10309	Kcal/kg
<i>Fuel Gas Analysis</i>	Nilai	Unit
Carbon	72,29	%
Hydrogen	22,23	%
Nitrogen	2,10	%
Sulphur	0	%
Moisture	0	%
Oksigen	2,46	%
HHV	12845,49	Kcal/kg

a. Udara teoritis yang dibutuhkan (*Theoretical air required, TA*)

Dirumuskan:

$$TA = \frac{[(11,6xC)] + \left[\left\{ 34,8x \left(H2 - \frac{O2}{8} \right) \right\} + (4,35xS) \right]}{100}$$

Untuk Bahan Bakar HSD

$$= \frac{[(11,6x78,43)] + \left[\left\{ 34,8x \left(9,36 - \frac{0}{8} \right) \right\} + (4,35x0) \right]}{100}$$

$$= 12,35 \text{ kg/kg bahan bakar oil}$$

$$\begin{aligned} \text{Untuk Bahan Bakar Gas} &= \\ \frac{[(11,6 \times 72,29)] + \left[\left\{ 34,8 \times \left(22,23 - \frac{2,46}{8} \right) \right\} + (4,35 \times 0) \right]}{100} \\ &= 16,01 \text{ kg/kg bahan bakar gas} \end{aligned}$$

Menurut perhitungan diatas didapatkan udara teoritis yang dibutuhkan untuk bahan bakar *High Speed Diesel* sebesar 12,35 kg/kg_{HSD} dan untuk bahan bakar gas adalah 16,01 kg/kg_{Gas}, yang berarti untuk membakar 1 kg HSD membutuhkan udara sebanyak 12,35 kg dan 1 kg Gas membutuhkan udara sebanyak 16,01 kg.

b. Kelebihan udara yang tersedia (*Excess Air supplied, EA*)

Dirumuskan:

$$EA = \frac{(O_2 \times 100)}{(21 - O_2)}$$

$$\begin{aligned} \text{Untuk Bahan Bakar HSD} &= \frac{(3,92 \times 100)}{(21 - 3,92)} \\ &= 22,9\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Untuk Bahan Bakar Gas} &= \frac{(4,688 \times 100)}{(21 - 4,688)} \\ &= 28,73\% \end{aligned}$$

c. Massa aktual udara yang tersedia (*Actual mass of air supplied, AAS*)

Dirumuskan:

$$AAS = \left(1 + \frac{EA}{100} \right) \times TA$$

$$\begin{aligned} \text{Untuk Bahan Bakar HSD} &= \left(1 + \frac{22,9}{100} \right) \times 12,35 \\ &= 15,17 \text{ kg/kg oil} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Untuk Bahan Bakar Gas} &= \left(1 + \frac{28,73}{100} \right) \times 16,01 \\ &= 20,6 \text{ kg/kg gas} \end{aligned}$$

d. Massa gas buang kering (\dot{m}_{fg})

Dirumuskan:

$$\dot{m}_{fg} = \frac{\text{Mass of } (CO_2 + SO_2 + N_2 + O_2) \text{ in flue gas} + N_2 (kg)}{\text{kg bahan bakar}}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Untuk Bahan Bakar HSD} &= \left(\frac{0,7843 \times 44}{12} \right) + 0 + \left(\frac{0,84}{100} \right) \\
 &+ \left(\frac{15,17 \times 12,35}{100} \right) + \left(\frac{15,17 \times 77}{100} \right) \\
 &= 16,34 \text{ kg/kg bahan bakar oil} \\
 \text{Untuk Bahan Bakar Gas} &= \left(\frac{0,7229 \times 44}{12} \right) + 0 + \left(\frac{2,1}{100} \right) \\
 &+ \left(\frac{20,6 \times 16,01}{100} \right) + \left(\frac{20,6 \times 77}{100} \right) \\
 &= 21,82 \text{ kg/kg bahan bakar gas}
 \end{aligned}$$

Total rata-rata = 38,16 kg/kg bahan bakar

Jumlah massa *flue gas* dihasilkan boiler dengan bahan bakar HSD sebesar 16,34kg dan untuk bahan bakar gas sebesar 21,82kg sehingga untuk total rata-rata gas buang yang dihasilkan dari pembakaran boiler untuk 1 kg HSD dan 1 kg gas sebesar 38,16kg.

• Perhitungan % Heat Loss

1. %Heat Loss in dry flue gas (L1)

Rugi panas yang disebabkan karena gas buang kering dari hasil pembakaran di dalam furnace, hal ini bisa mengurangi efisiensi unjuk kerja boiler. Dengan perumusan dibawah ini:

- Perhitungan untuk *High Speed Diesel*

$$\begin{aligned}
 &\frac{\{m_{\text{oil}} \times c_p \times (T_f - T_a)\} \times 100 / \text{HHV}_{\text{oil}}}{10309} \\
 &= 4,01\%
 \end{aligned}$$

- Perhitungan untuk Gas

$$\begin{aligned}
 &\frac{\{m_{\text{gas}} \times c_p \times (T_f - T_a)\} \times 100 / \text{HHV}_{\text{oil}}}{12845,49} \\
 &= 4,3\%
 \end{aligned}$$

2. %Heat Loss due to evaporation of water due to H₂ in fuel (L2)

Rugi-rugi panas yang dihasilkan karena proses evaporasi air yang disebabkan kandungan Hidrogen didalam bahan bakar. Dengan perumusan dibawah ini:

- Perhitungan untuk HSD

$$9 \times \text{H}_2 \times \{584 + c_p(T_f - T_a)\} \times 100 / \text{HHV}_{\text{oil}}$$

$$\frac{9 \times 0,0936 \times \{584 + 0,45(141 - 30,77)\} \times 100}{10309}$$

$$= 5,17\%$$

- Perhitungan untuk Gas

$$\frac{9 \times H_2 \times \{584 + cp(T_f - T_a)\} \times 100 / HHV_{oil}}{9 \times 0,2223 \times \{584 + 0,45(141 - 30,77)\} \times 100}$$

$$\frac{12845,49}{12845,49}$$

$$= 9,86\%$$

3. %Heat Loss Moisture in fuel (L3)

Rugi-rugi panas yang diakibatkan karena kandungan moisture/kelembaban yang terdapat didalam bahan bakar, sehingga energi panas akan berkurang karena dipergunakan untuk moisture didalam bahan bakar. Dengan perumusan dibawah ini:

$$M\{584 + cp(T_f - T_a)\} \times 100 / HHV$$

- Perhitungan untuk HSD

$$= \frac{0,15\{584 + 0,45(141 - 30,77)\} \times 100}{10309}$$

$$= 0,92\%$$

- Perhitungan untuk Gas

$$= \frac{0\{584 + 0,45(141 - 30,77)\} \times 100}{12845,49}$$

$$= 0\%$$

4. %Heat Loss Moisture in Air (L4)

Rugi-rugi panas yang diakibatkan karena kandungan moisture/kelembaban yang terdapat di udara. Dengan perumusan dibawah ini:

$$\{AAS \times Humidity \times cp(T_f - T_a)\} \times 100 / HHV$$

- Perhitungan untuk HSD

$$\frac{\{AAS_{oil} \times Humidity \times cp(T_f - T_a)\} \times 100 / HHV_{oil}}{15,17 \times 0,0159 \times 0,45(141 - 30,77) \times 100}$$

$$\frac{10309}{10309}$$

$$= 0,1\%$$

- Perhitungan untuk Gas

$$\frac{\{AAS_{gas} \times Humidity \times cp(T_f - T_a)\} \times 100 / HHV_{gas}}{20,6 \times 0,0159 \times 0,45(141 - 30,77) \times 100}$$

$$\frac{12845,49}{12845,49}$$

$$= 0,12\%$$

5. %Heat loss in Surface

Untuk perhitungan mencari rugi rugi panas yang terjadi disekitar area permukaan Boiler dikarenakan radiasi dapat dihitung sebagai berikut:

- Perhitungan untuk HSD
Dari data performance test didapatkan Losses sebesar 0,2%
- Perhitungan untuk Gas
Dari data performance test didapatkan Losses sebesar 0,23%
- **Perhitungan nilai efisiensi total boiler dengan menggunakan *indirect method*:**
 - untuk HSD

$$\eta = (100 - L1 + L2 + L3 + L4 + L5)$$

$$= (100 - 4,01 - 5,17 - 0,92 - 0,1 - 0,2)$$

$$= 89,6\%$$
 - untuk Gas

$$\eta = (100 - L1 + L2 + L3 + L4 + L5)$$

$$= (100 - 4,03 - 9,86 - 0 - 0,12 - 0,23)$$

$$= 85,76\%$$
- **Perhitungan nilai efisiensi boiler dengan menggunakan *direct method*:**

Data didapatkan pada saat performance test tanggal 11 Mei 2009 dengan pembebanan 95,58 MW.

Tabel 4.10 Data efisiensi *direct method* oil

Heat Output Data			
Quantity of steam generator	of	395000	Kg/jam
Entalphy of steam	of	815,78	Kcal/kg
Entalphy of feedwater	of	239,08	Kcal/kg
Heat Input Data			
Fuel Oil		24650	Liter/jam

Consumption		
HHV	10309	Kcal/kg

- untuk HSD

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{bb} &= \rho_{H_2O} \times SG_{OIL} \times Q_{OIL} \\
 &= 1 \frac{kg}{liter} \times 0,96 \times 24650 \frac{liter}{jam} \\
 &= 23664 \frac{kg}{jam} \\
 \eta &= \frac{\dot{m}_{steam}(h_{out}-h_{in})}{\dot{m}_{bb} \times HHV} \times 100\% \\
 &= \frac{395000 \frac{kg}{jam} (815,78 - 239,08) \frac{kcal}{kg}}{23664 \frac{kg}{jam} \times 10309 \frac{kcal}{kg}} \times 100\% \\
 &= 93,3\%
 \end{aligned}$$

Data didapatkan pada kondisi operasi tanggal 2 Januari 2016 dengan pembebanan 85MW.

Tabel 4.11 Data efisiensi *direct method* Gas

Heat Output Data			
Quantity of steam generator	of	273300	Kg/jam
Entalphy of steam	of	813,3	Kcal/kg
Entalphy of feedwater	of	232,8	Kcal/kg
Heat Input Data			
Fuel Consumption	Oil	21,72	Nm ³ /jam
HHV		12845,4	Kcal/kg

- untuk Gas

$$\begin{aligned}
 Q_{gas} &= 21,72 \text{ Nm}^3 \\
 &= 766,9 \text{ SCF} \\
 &= 766,9 \frac{ft^3}{jam} \times 28,3 \frac{liter}{ft^3} \\
 &= 21703,27 \frac{liter}{jam} \\
 \dot{m}_{bb} &= \rho_{H_2O} \times SG_{gas} \times Q_{gas}
 \end{aligned}$$

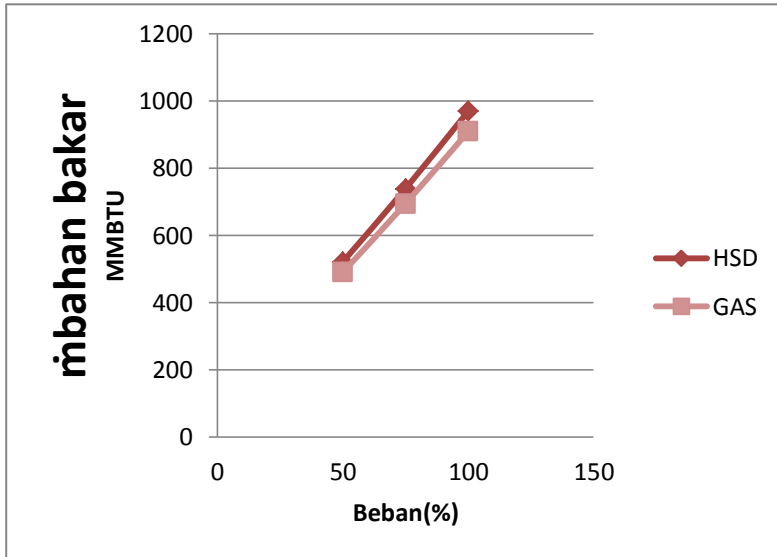
$$\begin{aligned}
 &= 1 \frac{\text{kg}}{\text{liter}} \times 0,66 \times 21703,27 \frac{\text{liter}}{\text{jam}} \\
 &= 14324,1 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \\
 \eta &= \frac{\dot{m}_{\text{steam}}(\text{hout}-\text{hin})}{\dot{m}_{\text{bb}} \times \text{HHV}} \times 100\% \\
 &= \frac{273300 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} (813,3 - 232,8) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{14324,1 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times 12845,4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}} \times 100\% \\
 &= 86,2\%
 \end{aligned}$$

Tabel 4.12 Data hasil perhitungan setiap variasi bahan bakar

Data	Unit	Bahan Bakar					
		High Speed Diesel			GAS		
		50%	75%	100%	50%	75%	100%
Q_{boiler}	kJ/s	1406	19975	26202	1406	1997	26202
		14,6	6,6	9,89	14,6	56,6	9,89
		1			1		
Power Steam Turbine	MW	53,1	78,19	103,7	53,1	78,1 9	103,7
m bahan bakar	MMB TU/hr	521, 27	739,02	969,6	490, 12	694, 4	908,98
m udara	kg/hou r	1787 05,1 3	25335 3,97	33240 6,9	1606 77,4 1	2276 54,0 5	29799 3,46
Heat Rate	Kj/Kw .h	1082 4,56	10230, 8	10067, 31	1074 1,9	1014 6,36	9961
Eff. Pembang kit	%	35,3	36,6	37	35,5 9	36,9 8	37,47

4.4 Analisis Grafik

4.4.1 Grafik Perbandingan $\dot{m}_{\text{bahan bakar}}$



Gambar 4.3 Grafik Perbandingan $\dot{m}_{\text{bahan bakar}}$ pada setiap variasi

Laju alir massa bahan bakar juga dapat digunakan untuk menentukan kinerja suatu sistem pembangkit. Grafik 4.3 diatas merupakan grafik perbandingan laju alir massa bahan bakar. Nilai laju alir massa bahan bakar tersebut diperoleh dari besarnya efisiensi boiler di setiap variasi pembebanan dengan bahan bakar yang berbeda yaitu, Bahan Bakar *High Speed Diesel* dan Bahan Bakar Gas.

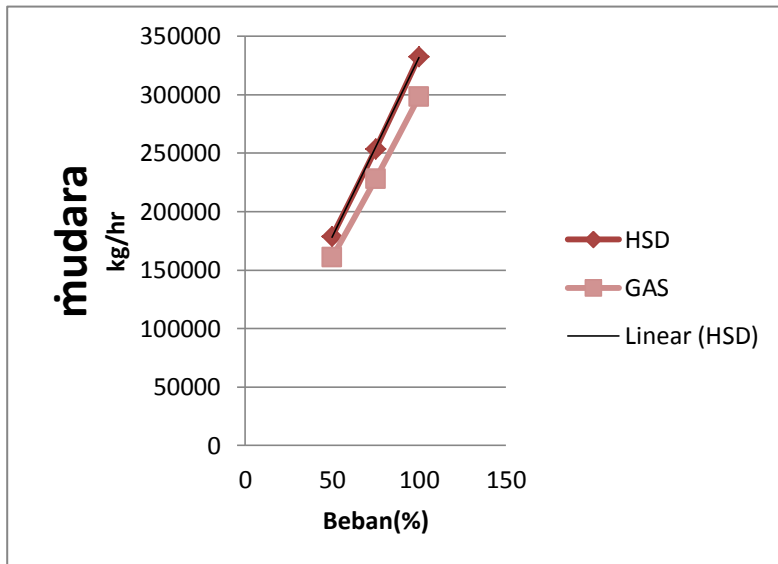
Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa nilai laju alir massa untuk Bahan Bakar Gas pada beban 50% sebesar 490,12MMBTU/hour lebih rendah dibandingkan dengan laju alir massa bahan bakar *High Speed Diesel* sebesar 521,27MMBTU/hour. Hal ini terjadi karena nilai *Heating Value* dari Bahan Bakar Gas lebih tinggi dibanding dengan bahan bakar *High Speed Diesel*.

Pada variasi berikutnya yaitu pembebanan 75% dapat dilihat bahwa laju alir massa Bahan Bakar Gas memiliki nilai sebesar 694,4 MMBTU/hour, dimana angka ini lebih rendah dibanding laju alir massa Bahan Bakar *High Speed Diesel* 739,02 MMBTU/hour. Hal yang menyebabkan laju alir massa Bahan Bakar Gas lebih kecil nilainya dibandingkan laju alir massa Bahan Bakar *High Speed Diesel* adalah nilai *Low Heating Value* Bahan Bakar Gas sebesar 53951,063kJ/kg dan nilai *Low Heating Value* dari Bahan Bakar *High Speed Diesel* sebesar 43400kJ/kg.

Pada pembebanan 100% dapat dilihat nilai dari laju alir massa Bahan Bakar Gas sebesar 908,98 MMBTU/hour tetap lebih kecil dibanding dengan laju alir massa Bahan Bakar *High Speed Diesel* yaitu sebesar 969,6 MMBTU/hour.

Berdasarkan pada gambar 4.3, dapat dilihat bahwa rata-rata penurunan laju alir massa bahan bakar pada setiap pembebanan adalah sebesar 6,06%. Perbedaan laju alir massa Bahan Bakar disebabkan oleh *Low Heating Value* yang menentukan besarnya energi yang dihasilkan oleh suatu bahan bakar setiap satuan berat. Semakin besar nilai *Low Heating Value* suatu bahan bakar, maka semakin sedikit bahan bakar yang dibutuhkan untuk menghasilkan suatu besaran energi yang sama dibanding dengan suatu bahan bakar yang memiliki *Low Heating Value* rendah. Dalam hal ini, penggantian Bahan Bakar *High Speed Diesel* ke Bahan Bakar Gas lebih dianjurkan karena dapat menurunkan konsumsi bahan bakar dengan signifikan.

4.4.2 Grafik Perbandingan udara



Gambar 4.4 Grafik Perbandingan \dot{m}_{udara} pada setiap variasi

Grafik diatas menunjukkan perbandingan laju alir massa udara dari masing-masing bahan bakar. Pemvariasian dilakukan dengan tiga jenis pembebanan, yaitu pembebanan 50%, 75% dan 100%.

Dapat dilihat pada gambar 4.4, tren grafik dimulai dari variasi pembebanan 50% dengan dua jenis bahan bakar *High Speed Diesel* dan Bahan Bakar Gas. Dengan menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel* pada kondisi pembebanan 50% udara yang dibutuhkan oleh pembangkit adalah sebesar 178705,13 kg/hour. Pada saat menggunakan Bahan Bakar Gas, udara yang dibutuhkan oleh pembangkit adalah sebesar 160776,41/hour.

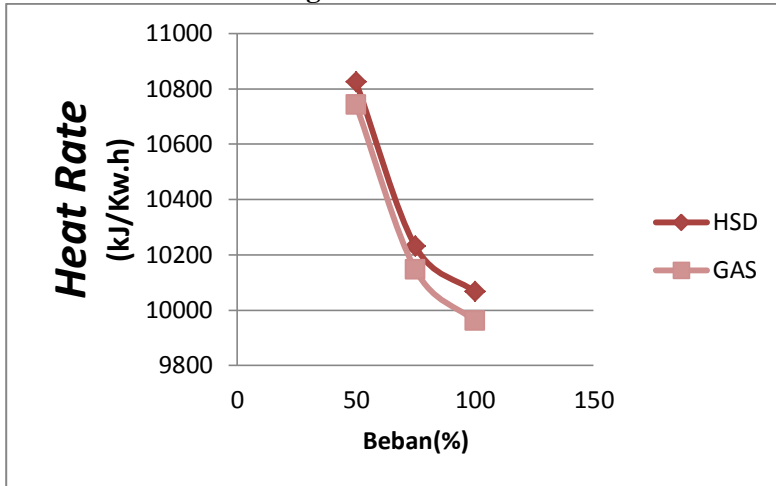
Pada variasi beban 75%, bahan bakar yang digunakan dalam pengambilan data terdiri dari dua jenis, yaitu Bahan Bakar *High Speed Diesel* dan Bahan Bakar Gas. Pada saat menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel*, untuk

menghasilkan *Net Power Output* sebesar 75MW udara yang dibutuhkan oleh pembangkit adalah sebesar 253353,97 kg/hour. Sedangkan pada saat pembangkit menggunakan Bahan Bakar Gas udara yang dibutuhkan adalah sebesar 227654,05 kg/hour.

Pada variasi terakhir, yaitu saat pembebanan 100% udara yang dibutuhkan oleh pembangkit dengan menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel* adalah sebesar 332406,9 kg/hour. Sedangkan pada saat menggunakan Bahan Bakar Gas, udara yang dibutuhkan oleh pembangkit adalah sebesar 297993,46kg/hour.

Berdasarkan pada gambar 4.4, dapat dilihat bahwa rata-rata penurunan kebutuhan udara pada setiap pembebanan adalah sebesar 2,13%. Oleh karena itu, jumlah *flowrate* Bahan Bakar Gas yang dimasukkan kedalam boiler jauh lebih kecil dibanding jumlah *flowrate* Bahan Bakar *High Speed Diesel*. Sehingga udara yang dibutuhkan untuk proses pembakaran didalam *boiler* pada saat menggunakan Bahan Bakar Gas lebih kecil. Hal ini membuktikan bahwa dengan penggantian bahan bakar pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) *Force Draft Fan* dapat menyuplai udara lebih banyak, sehingga dapat meningkatkan daya yang dihasilkan dari sebuah pembangkit.

4.4.3 Grafik Perbandingan *Heat Rate*



Gambar 4.5 Grafik Perbandingan *heat rate* pada setiap variasi

Grafik pada gambar 4.5 menunjukkan perbandingan *heat rate* pada setiap bahan bakar dengan variasi pembebanan. Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa semakin rendah *heat rate* pada sebuah pembangkit, semakin bagus performa dari sebuah pembangkit tersebut. Seperti yang kita ketahui bahwa *heat rate* adalah perbandingan antara jumlah bahan bakar dengan daya yang dihasilkan. Besarnya nilai *Heat rate* dirumuskan sebagai berikut:

$$\text{Heat Rate} = \frac{\text{mbahan bakar} \times \text{LHV bahan bakar}}{\text{Nett Power Output}}$$

Dilihat dari rumus diatas, dapat dilihat dengan adanya perubahan pada daya yang dihasilkan, maka akan terjadi perubahan nilai *heat rate*, begitu pula ketika terjadi perubahan laju alir massa bahan bakar pada *boiler*, maka juga akan terjadi perubahan pada *heat rate* dengan jenis bahan bakar yang berbeda.

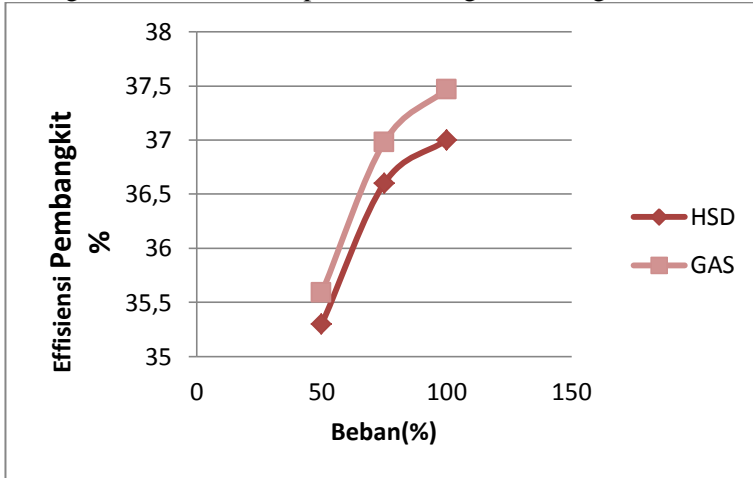
Pada variasi beban 50% dapat dilihat bahwa tren grafik mempunyai nilai *heat rate* paling tinggi untuk Bahan Bakar *High Speed Diesel* yaitu sebesar 10824,56 kJ/Kw.h dan nilai *heat rate*

untuk Bahan Bakar Gas sebesar 10741,9 kJ/Kw.h. Pada variasi beban 75% didapatkan nilai *heat rate* sebesar 10230,8 kJ/Kw.h untuk Bahan Bakar *High Speed Diesel* dan 10146,36 kJ/Kw.h untuk Bahan Bakar Gas. Pada variasi terakhir yaitu pada beban 100%, didapatkan nilai dari *heat rate* sebesar 10067,31 kJ/Kw.h untuk Bahan Bakar *High Speed Diesel* dan 9961 kJ/Kw.h untuk Bahan Bakar Gas.

Berdasarkan pada gambar 4.5, dapat dilihat bahwa rata-rata penurunan *heat rate* pada setiap pembebanan adalah sebesar 0,88%. Hal ini membuktikan bahwa semakin besar pembebanan yang diberikan pada sebuah pembangkit, maka juga akan menurunkan *heat rate* dari pembangkit itu sendiri.

4.4.4 Grafik Perbandingan Effisiensi Pembangkit

Hasil dari perhitungan seluruh efisiensi pada masing-masing bahan bakar ditampilkan dalam grafik sebagai berikut.



Gambar 4.6 Grafik Perbandingan efisiensi pembangkit pada setiap variasi

Gambar 4.6 menunjukkan perbandingan efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) PT.PJB Gresik sesudah dilakukan pemvariasian. Pada variasi beban 50% dapat dilihat nilai efisiensi pebangkit pada Bahan Bakar *High Speed Diesel* sebesar 35,3% dan Bahan Bakar Gas sebesar 35,59%. Kemudian pada variasi beban 75%, besar efisiensi pembangkit pada Bahan Bakar *High Speed Diesel* sebesar 36,6% dan untuk Bahan Bakar Gas sebesar 36,98%. Pada variasi terakhir, yaitu saat pembebanan 100% nilai efisiensi pembangkit pada saat menggunakan Bahan Bakar *High Speed Diesel* sebesar 37% dan saat menggunakan Bahan Bakar Gas sebesar 37,47%.

Berdasarkan pada gambar 4.6, dapat dilihat bahwa rata-rata kenaikan efisiensi pembangkit pada setiap pembebanan adalah sebesar 1,04%. Nilai efisiensi pembangkit saat menggunakan Bahan Bakar Gas lebih tinggi karena nilai *Low Heating Value*

Bahan Bakar Gas yang lebih tinggi, maka *flowrate* Bahan Bakar Gas akan lebih kecil untuk menghasilkan daya yang sama. Semakin kecil *flowrate* bahan bakar maka akan semakin kecil nilai *Heat Rate*, maka efisiensi pembangkit akan lebih baik. Selain itu pula juga pembakaran menggunakan Bahan Bakar Gas lebih sempurna.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Analisis pengaruh penggantian bahan bakar pada PLTU Unit 2 PT.PJB UP.Gresik pada beban 50%, 75%, dan 100% telah dilakukan dan didapatkan hasil. Analisis ini mendapatkan kesimpulan seperti berikut:

1. *Power Steam Turbine* yang dihasilkan pada beban 50%, 75% dan 100% untuk Bahan Bakar *High Speed Diesel* dan Bahan Bakar sama yaitu sebesar 53,1 MW; 78,19 MW; dan 103,7 MW.
2. Pada pembebanan 50%, 75%, dan 100% penggantian bahan bakar dari Bahan Bakar *High Speed Diesel* ke Bahan Bakar Gas mengalami penurunan rata-rata pada yaitu:
 - a. Konsumsi bahan bahan bakar sebesar 6,06%.
 - b. Laju alir massa udara sebesar 2,13%.
 - c. *Heat Rate* sebesar 0,88%.
3. Efisiensi pembangkit dari penggantian Bahan Bakar *High Speed Diesel* ke Bahan Bakar Gas mengalami peningkatan rata-rata pada pembebanan 50%, 75%, dan 100% yaitu sebesar 1,04%.

5.2. Saran

Beberapa saran yang bisa diberikan setelah pelaksanaan tugas akhir antara lain sebagai berikut:

1. Dibutuhkan data dari *heat balance* dan data setiap komponen dari PLTU yang lebih lengkap seperti nilai efisiensi perkomponen dan propertiesnya.
2. Untuk kedepan diharapkan lebih banyak lagi referensi dalam perhitungan data untuk digunakan sebagai referensi pembanding.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

[1] Taqriri, Faizal Hafiz. 2015. *Simulasi Gate Cycle Pengaruh Gasifikasi Boiler dari Marine Fuel Oil Menjadi Bahan Bakar Gas Terhadap Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap 500 MW UBP Perak (Studi Kasus PLTU PT. Indonesia Power Perak, Surabaya)*. **Jurusan Teknik Mesin – Fakultas Teknologi Industri. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.**

[2] Ilman Raufi, Lathiful. 2016. *Pemodelan Pembangkit Listrik Tenaga Uap Supercritical pada Perangkat Lunak Cycle-Tempo dengan Analisa Variasi Beban*. **Jurusan Teknik Mesin – Fakultas Teknologi Industri. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.**

[3] Moran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2005. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. Chichester : John Wiley & Sons Ltd.

[4] Kuprianov V.I. 2004. *Application of a Cost – Based Method of Excess Air Optimization for the Improvement of The Thermal Efficiency and Environmental Performance of Steam Boilers*. **Mechanical Engineering Program. Sirindhorn International Institute of Technology, Thammasat University P.O Box 22, Thammasat Rangsit Post Office, Pathumthani 12121, Thailand.**

[5] James A. Fay, S. Golomb, Savvakis C. Zachariades. 1986. *Feasibility and Cost of Converting Oil and CoalFired Utility Boilers to Intermittent Use of Natural Gas*. **Energy Laboratory. Massachusetts Institute of Technology. Cambridge, MA 02139**

[6] Incropera, Frank P. Dewitt, David P. Bergman, Theodore L. Lavine, Adrienne S. 2007. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. Hoboken : John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.

[7] Turns, Stephen R. **An Introduction To Combustion Concepts and Applications Second Edition**. Propulsion

Engineering Research Center and Department of Mechanical and
Nuclear Engineering The Pennsylvania State University.
McGraw-Hill Companies Inc.

LAMPIRAN

Lampiran A

Data *Heat Balance* PLTU Unit 2 PT.PJB UP. Gresik

(100%)

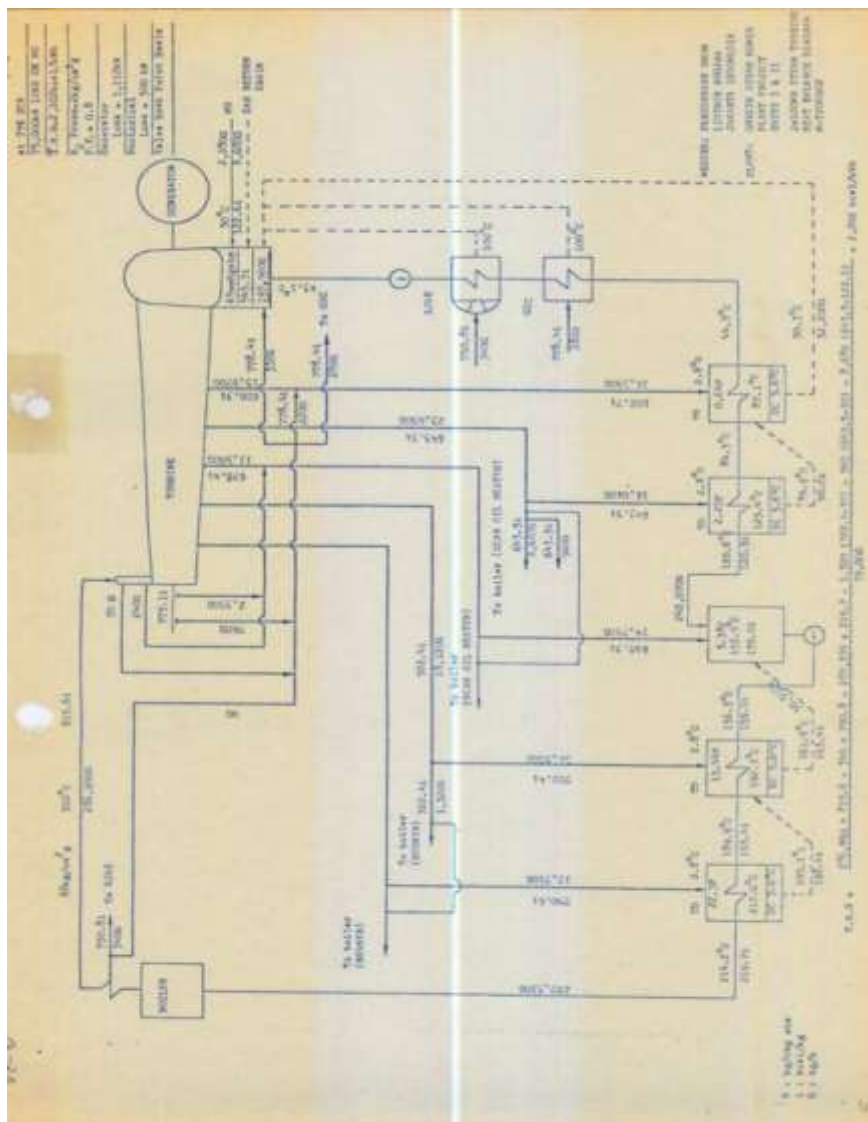
	\dot{m} (kg/s)	T(°C)	P(kPa)	h(Kj/kg)
main steam	107,9556	510	8629,852	3425,52
masuk HPH1	5,736111	233,9	3000,835	3201,66
masuk HPH2	6,891667	207,1	1800,501	3077,34
masuk deaerator	5,838889	166	718,8274	2959,74
masuk LPH1	6,352778	94,9	301,0642	2732,94
masuk LPH2	7,113889	133,7	84,23912	2559,9
keluar turbin	72,975	43,1	8,727919	2284,38
fluida masuk boiler	108,05	231.1	238.2	1000,44

(75%)

	\dot{m} (kg/s)	T(°C)	P(kPa)	h(Kj/kg)
main steam	79,71944	510	8629,852	3425,52
masuk HPH1	3,808333	217	2186,883	3152,52
masuk HPH2	4,680556	192,3	1318,014	3034,08
masuk deaerator	4,097222	153,9	527,5978	2928,66
masuk LPH1	4,455556	123,4	220,6496	2702,7
masuk LPH2	4,497222	87,1	62,76256	2531,34
keluar turbin	54,98889	43,1	8,727919	2290,26
fluida masuk boiler	79,81389	214,2	238.2	922,74

(50%)

	\dot{m} (kg/s)	T(°C)	P(kPa)	h(Kj/kg)
main steam	54,13611	510	8629,852	3425,52
masuk HPH1	2,255556	197	1459,23	3110,1
masuk HPH2	3,016667	174,7	885,5405	2997,54
masuk deaerator	2,463889	137,5	336,3681	2857,26
masuk LPH1	2,805556	111,1	149,0611	2676,66
masuk LPH2	2,355556	77,7	43,05119	2503,2
keluar turbin	38,2	43,1	8,727919	2323,86
fluida masuk boiler	54,24444	194,2	238.2	833,28



(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

Lampiran C

Spesifikasi Peralatan

1. Boiler

Type	: IHI-SN type boiler
Manufacture	: IHI
Number	: One (1) set
Steam generation	: 400,000 kg/h
Design pressur	: 110 kg/cm ² g
Design Temperature	: 513°C
Draft system	: Forced draft
Fuel Main	: Residual oil
Warm up	: HSD (High speed diesel) oil

2. Turbine

Type	: Single cylinder impulse type
Manufacture	: Toshiba
Speed (rpm)	: 3000
Number of extraction	: five (5)

3. Condenser

Type	: Two passes, reverse flow, divided Water box, horizontal surface type
Manufacturer	: Toshiba

Performance Data

Design heat duty (at MCR) (kcal/H)	1.35423 x 10 ⁸
Design absolute pressure (mmHg abs)	65
Heat Transfer coefficient (kcal/H/m ² /°C)	2,951
Circulating water capacity (m ³ /H)	14,640
Circulating water inlet temperature(°C)	30
Circulating water outlet temperature(°C)	39.25
Cleanlines factor (%)	85
Condensate oxygen content (cc/liter)	0.01

Water velocity in tube (m/sec)	2.096
Friction loss through tube (kg/cm ²)	0.43
Total effective tube surface (m ²)	6,080

4. Condensate Pump

Type	: Vertical barrel type J-stage single suction diffuser (TSM- VP5)	
Manufacturer	: Yoshikura Kogyo Co. . Ltd	
Number	: Two (2) sets	
Capacity(ton/H)	: 365	
Total Head(kg/cm ² g)	: 16	
NPSH Required(m)	: 3.9	
Number of Stage	: 3	
Motor		
Type	: Indoor use, drip-proof	
Capacity(Kw)	: 235	
Voltage(V)	: 4,000	

5. Feedwater Heater

Low pressure feedwater heaters

Type	No. 1 Heater	No.2 Heater
	Horizontal	Horizontal
	U-tube	U-Tube
	Condenser neck	
Manufacturer	Toshiba	
Tube surface area		
Condensing zone(m ²)	287.85	196.9
Drain cooling zone(m ²)	82.15	33.1
Total(m ²)	370	230
Water velocity in tube (m/sec)	1.597	1.993
Friction loss through tube(kg/cm ²)	0.525	0.592

Design water flow tube(kg/H)	322.500	322.500
Size and Thickness(mm)	16 ^φ x 1.25 ^t	16 ^φ x 1.25 ^t
Number of tube	392	14
Dimension		
Overall length(mm)	11,296	9,003
Shell diameter(mm)	1,000	900
Material		
Tube	JIS H3 300 (C6871T)	JISH3300 (C6871T)
Design pressure and temperature		
Tube side(kg/cm ² g, °C)	15/105	15/144
Shell(kg/cm ² g, °C)	0.2/105	3.1/144
• At ECR condition		
High pressure feedwater heaters		
	No.4 Heater	No.5 Heater
Type	Horizontal U-Tube	Horizontal U-tube
Manufacturer		
Toshiba		
Tube surface area		
Desuperheater zone(m ²)	30.4	22.7
Condensing zone(m ²)	243.5	213.3
Drain cooling zone(m ²)	56.1	24.0
Total(m ²)	330	260
Water velocity in tube(m/sec)	1.779	1.779
Friction loss through tube(kg/cm ²)	0,461	0,381
Design feedwater flow tube(kg/h)	388,980	388,980
Size and thickness(mm)	16 ^φ x 1.8 ^t	16 ^φ x 1.8 ^t
Number of tube	531	531

• At ECR condition

Dimension	No.4 Heater	No.5 Heater
Overall length(mm)	7,463	6,153
Shell diameter (mm)	1,050	1,000
Material		
Tube	JIS G3461 (STB42)	JIS G3461 (STB42)
Design pressure and temperature		
Tube side(kg/cm ² , °C)	125/224	125/253
Shell side (steam inlet 342 °C) (kg/cm ² g, °C)	(steam inlet 410 °C) 24/224	(steam inlet 410 °C) 41/253

6. Boiler Feed Pump

Type	: Barrel, Double Casing Type
Manufacturer	: EBARA
Number	: Three (3) sets
Capacity(ton/H)	: 220
Total head(kg/cm ² g)	: 102
Discharge head(kg/cm ² g)	: 110
Speed(rpm)	: 2,980
Number of stage	: 9
Type of seal	: Mechanical seal
Motor	
Type	: Indoor use, drip-proof
Capacity(Kw)	: 950
Voltage (V)	: 4,000

7. Deaerator

Deaerating heater	
Type	: Cylindrical, spray and tray type
Manufacturer	: Toshiba
Design quantity(ton/H)	: 410.37

Oxygen content(cc/liter)	: 0.005
Dimension	
Overall length(mm)	: 5,510
Diameter(mm)	: 1,600
Design pressure(kg/cm ² g)	: 8.8
Design temperature(⁰ C)	: 177
Storage tank	
Capacity at operating level(m ³)	: 70

Lampiran D

Konversi Satuan Konsumsi Bahan Bakar

1. BTU adalah singkatan dari *British Thermal Unit*, yang merupakan satuan energi/panas.
2. Konversi satuan untuk konsumsi bahan bakar yang diumpankan ke dalam *boiler* menjadi satuan BTU yang digunakan dalam pemasaran bahan bakar pada umumnya

ρ bahan bakar gas = $0,717 \text{ kg/m}^3$

ρ *High Speed Diesel* = 860 kg/m^3

$1 \text{ ft}^3 \text{ natural gas} = 1000 \text{ BTU}$

$1 \text{ lb fuel oil} = 19.000 \text{ BTU}$

Sumber : (<http://www.epa.illinois.gov/topics/air-quality/planning-reporting/annual-emission-reports/tables/conversion-factors/index>)

Contoh :

Bahan Bakar Gas

$$9955,23 \text{ kg} : 0,717 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 13884,56 \text{ m}^3$$

$$13884,56 \text{ m}^3 \times 35,3 \frac{\text{ft}^3}{1 \text{ m}^3} = 490124,96 \text{ ft}^3$$

$$\frac{(490124,96 \text{ ft}^3 \times 1.000 \frac{\text{BTU}}{1 \text{ ft}^3})}{\frac{1000000 \text{ BTU}}{1 \text{ MMBTU}}} = 490,12 \text{ MMBTU / hour}$$

High Speed Diesel

$$12470,7 \text{ kg} \times 2,2 \frac{\text{lb}}{1 \text{ kg}} = 27435,54 \text{ lb}$$

$$\frac{(27435,54 \text{ lb} \times 19000 \frac{\text{BTU}}{1 \text{ lb}})}{\frac{1000000 \text{ BTU}}{1 \text{ MMBTU}}} = 521,27 \text{ MMBTU/hour}$$

Konsumsi Bahan Bakar

Data	Unit	Beban					
		<i>High Speed Diesel</i>			Gas		
		50%	75%	100%	50%	75%	100%
mbahan bakar	kg/ho ur	1247 0,7	17679 ,97	23196 ,58	9955 ,23	14104 ,96	18463 ,04
mbahan bakar	MMB TU/ho ur	521, 27	739,0 3	969,6	490, 12	694,4	908,9 8

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)



BIODATA PENULIS

Nama Lana Ika Indriani, lahir di Pati pada tanggal 23 Oktober 1995. Anak pertama dari tiga bersaudara dari pasangan Narso dan Saswati. Penulis mengawali pendidikan dasar di TK Sartika Karanglegi, SDN 02 Karanglegi, SMPN 3 Pati, Sekolah Menengah Atas di SMAN 1 Pati. Setelah lulus dari Sekolah Menengah Atas tahun 2013 penulis melanjutkan pendidikan perguruan tinggi di Institut

Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya Jurusan Teknik Mesin dan lulus pada tahun 2018.

Selama kuliah di jurusan teknik mesin penulis aktif dalam berorganisasi dan berkegiatan, diantaranya sebagai Staff Divisi Workshop UKM Robotika ITS, Wakil Ketua Badan Keputrian Ash-Shaff. Selain itu, penulis juga berkegiatan dalam bidang akademik diantaranya menjadi asisten Laboratorium Perpindahan Panas Dan Massa, grader Matakuliah Termodinamika II, Proses Manufaktur II, Mesin Konversi Energi. Dan pada pengerjaan tugas akhir ini, penulis mengambil bidang studi konversi energi. Untuk semua informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email lann.lanna23@gmail.com

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)